Pedro C. Silva Telles

TUBULAÇÕES INDUSTRIAIS

Cálculo

9ª Edição

LTC LIVROS TÉCNICOS E CIENTÍFICOS EDITORA S.A.

TUBULAÇÕES INDUSTRIAIS

Cálculo

CÓPIA NÃO AUTORIZADA É CRIME
ABDR
ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE DIREITOS REPROGRÁFICOS
RESPEITE O DIREITO AUTORAL

TUBULAÇÕES INDUSTRIAIS

Cálculo

PEDRO CARLOS DA SILVA TELLES

Ex-Professor de Equipamentos Industriais da Escola Politécnica da UFRJ
Professor de Materiais para Equipamentos do Instituto Militar de Engenharia
Engenheiro aposentado da PETROBRAS (ex-chefe do Setor de Caldeiraria do Serviço de Engenharia)
Membro titular da Academia Nacional de Engenharia

9.ª EDIÇÃO

EDITORA

No interesse de difusão da cultura e do conhecimento, o autor e os editores envidaram o máximo esforço para localizar os detentores dos direitos autorais de qualquer material utilizado, dispondo-se a possíveis acertos posteriores caso, inadvertidamente, a identificação de algum deles tenha sido omitida.

1.ª edição: 1968
2.ª edição: 1970
3.ª edição: 1974; Reimpressões: 1976, 1978
4.ª edição: 1979
5.ª edição: 1981
6.ª edição: 1982; Reimpressões: 1983, 1984
7.ª edição: 1987; Reimpressões: 1989, 1991, 1994
8.ª edição: 1996
9.ª edição: 1999; Reimpressões: 2001, 2004, 2006

Capa: Tubovia Principal da Refinaria de Paulínea
Foto: Jonio Machado
Cortesia "Banco de Imagem PETROBRAS"

Direitos exclusivos para a língua portuguesa
Copyright © 1999 by Pedro Carlos da Silva Telles
LTC — Livros Técnicos e Científicos Editora S.A.
Travessa do Ouvidor, 11
Rio de Janeiro, RJ — CEP 20040-040
Tel.: 21–3970-9480
Fax: 21–2221-3202
ltc@ltceditora.com.br
www.ltceditora.com.br

Reservados todos os direitos. É proibida a duplicação ou reprodução deste volume, no todo ou em parte, sob quaisquer formas ou por quaisquer meios (eletrônico, mecânico, gravação, fotocópia, distribuição na Web ou outros), sem permissão expressa da Editora.

Nota sobre a 8.ª Edição

A partir desta edição, a atualização deste livro conta com a colaboração da equipe técnica da Petrobras, de acordo com o contrato firmado entre essa empresa e o autor.

Para a presente edição, a atualização foi feita pelo Eng. Jorivaldo Medeiros, a quem muito agradecemos.

Rio de Janeiro, março de 2004

Pedro Carlos da Silva Telles

Prefácio da 7.ª edição

Para esta nova edição fizemos, outra vez, uma revisão completa de todo o texto. Foram quase 250 alterações introduzidas, entre elas 20 trechos completos, alguns de página inteira, totalmente reescritos, para melhores explicações, correções, acréscimos e atualização do livro, acompanhando a evolução da técnica e das normas pertinentes.

Nesta edição colocamos todos os dados numéricos em unidades SI; entretanto, para melhor compreensão do leitor, conservamos também as antigas unidades de pressão, tensão e peso (kg/cm^2, kg/mm^2 e kg), adotando, para facilidade, as conversões aproximadas de $1\ kg/mm^2 = 10\ MPa$, e de $1\ kg = 10\ N$.

Muitos foram os colegas que apontaram ou sugeriram modificações a fazer, ou nelas colaboraram diretamente; para todos esses aqui fica o nosso agradecimento. Temos porém o dever de agradecer em especial ao nosso colega Eng. João Baptista do Carmo Aquino, pela cuidadosa revisão total do livro.

Rio de Janeiro, abril de 1987

Pedro C. da Silva Telles

Prefácio da 6.ª Edição

Tendo como meta a conveniência do usuário, a obra *Tubulações Industriais*, em sua nova edição, foi dividida em dois volumes independentes: o primeiro sob o título *Tubulações Industriais — Materiais, Projeto e Desenho,* e o outro volume sob o título *Tubulações Industriais — Cálculo.*

Como das outras vezes, fizemos uma revisão em profundidade em todo o texto, tendo sido reescrito ou acrescentado um total de 195 trechos nos dois volumes. É impossível relacionar todas as revisões feitas, porém podemos salientar como as mais importantes a atualização para atender à última edição (1980) da norma norte-americana de tubulações pressurizadas, ANSI.B-31, que introduziu muitas novidades e modificações, e, também, o maior destaque dado aos tubos de materiais plásticos, cuja importância na indústria tem aumentado cada vez mais.

Deixamos aqui o nosso agradecimento à Petróleo Brasileiro S.A. — PETROBRAS — pelas magníficas fotografias cedidas, inclusive para a capa, e pela permissão para transcrição de material de sua propriedade.

Agradecemos também a todos quantos nos prestaram espontaneamente alguma colaboração, sendo de justiça destacar os nomes dos nossos colegas e amigos Paulo Ferreira da Costa, Paulo Pacheco da Costa Jr., George Rodrigues da Silva, Sinval M. de Araújo, Alfredo Carlos Orphão Lobo e Fernando Ary Simões Lomba Filho. Não podemos igualmente deixar de agradecer ao Sr. Gilberto Vasconcelos Freire, que com tanto esmero preparou as novas figuras para esta edição.

Rio de Janeiro, março de 1982

Pedro C. da Silva Telles

Prefácio da 1.ª Edição

Este livro é o resultado de uma completa revisão e considerável ampliação da apostila do mesmo nome publicada pela Escola de Engenharia da UFRJ. A boa acolhida que teve essa apostila e também o estímulo e as sugestões de vários colegas de trabalho animaram-nos a empreender a revisão para a preparação deste livro.

Em todo o trabalho de revisão final contamos com a inestimável e competente colaboração do nosso colega e amigo Eng.º Sérgio Oliveira de Menezes Portinho, a quem devemos numerosas e excelentes sugestões para acréscimos e modificações. Por todo esse trabalho aqui fica, mais uma vez, o nosso muito obrigado.

Procuramos neste livro abordar os principais aspectos referentes às tubulações em uma instalação industrial, desde o "lay-out" preliminar, até a montagem e testes finais. A disposição geral dos assuntos é a seguinte:

Caps. 1 a 4: Descrição de materiais (tubos, acessórios de tubulação, juntas de expansão e válvulas), incluindo tipos de materiais, especificações, casos de emprego, processos de fabricação, tamanhos e diâmetros comerciais.

Cap. 5: Estudo resumido sobre "lay-out" de instalações industriais. Esse capítulo não se refere propriamente a tubulações industriais; entretanto, achamos necessário incluí-lo como introdução ao estudo do projeto de tubulações, ao qual está intimamente ligado.

Caps. 6 e 7: Projeto de tubulações, estudado do ponto de vista de traçado, detalhamento e desenho.

Cap. 8: Descrição, finalidades e usos dos diversos tipos de suportes de tubulação.

Cap. 9: Descrição, finalidades e usos de alguns acessórios especiais, tais como purgadores, filtros, separadores etc. Propositadamente, por motivos didáticos, colocamos esse capítulo depois do estudo de projetos.

Cap. 10: Cálculo do diâmetro das tubulações. Como sobre esse assunto existe vasta bibliografia, facilmente acessível, abordamos apenas resumidamente os pontos mais importantes.

Cap. 11: Cálculo da espessura de paredes e do vão entre suportes, precedido de um estudo geral sobre a ação combinada dos diversos esforços sobre os tubos.

Caps. 12 a 15: Estudo do efeito das dilatações térmicas e cálculo da flexibilidade das tubulações.

Cap. 16: Outros cálculos usuais de tubulação: cálculo dos pesos sobre os suportes, efeitos do atrito, cálculo das reações e movimentos das juntas de expansão, e dos movimentos nos suportes de molas.

Cap. 17: Montagens e teste de tubulações.

Cap. 18: Aquecimento, isolamento térmico, pintura e proteção das tubulações.

Cap. 19: Classificação das tubulações quanto ao emprego e panorama geral dos casos mais importantes de usos das tubulações.

Cap. 20: Especificações, normas e padrões sobre tubulações industriais.

Tivemos sempre a preocupação de fazer um trabalho que pudesse ser útil não só como livro-texto para as nossas aulas, como também para todos os que trabalham com tubulações e que sentem, como nós sentimos, a deficiência da literatura técnica nacional. Por essa razão procuramos, o mais possível, dar ao livro um cunho prático, omitindo desenvolvimentos teóricos extensos (para os quais existem ótimos livros estrangeiros) e enfatizando as observações e recomendações práticas.

Como infelizmente a nossa terminologia técnica é insuficiente e imprecisa, resolvemos citar a correspondente tradução em inglês, sempre que um termo aparece pela primeira vez no texto. Aqui fica a nossa sugestão à ABNT, para que estude a normalização da terminologia técnica sobre tubulações.

Embora a maioria dos exemplos numéricos esteja no sistema métrico, incluímos propositadamente alguns do sistema inglês, para habituar o leitor ao manejo dessas unidades, que também são bastante empregadas na prática industrial. Para facilitar o uso, as fórmulas empíricas ou as que contêm coeficientes numéricos estão, na maioria das vezes, repetidas para ambos os sistemas de unidades.

Devido à inexistência de normas nacionais sobre tubulações industriais, seguimos neste livro a orientação da norma americana ASA B.31. "American Standard Code for Pressure Piping", de uso corrente pela maioria dos projetistas e usuários de tubulações industriais no Brasil.

Desejávamos, de início, colocar neste livro muitas tabelas e ábacos, que o tornariam uma fonte de consulta mais completa para quem trabalha com tubulações; entretanto, não só pelo fato de esses elementos serem, em sua maioria, facilmente encontráveis, como principalmente devido ao considerável encarecimento que causariam, desistimos do intento, e apenas poucas tabelas e ábacos foram colocados como exemplos.

Além da colaboração do Eng.º Portinho, a que já nos referimos, queremos agradecer também a todos os colegas que de alguma forma nos ajudaram, seja com críticas e sugestões, seja com o incentivo para a realização deste trabalho. Embora seja impossível citar todos os nomes, não podemos deixar de mencionar os Eng.os Fernando Castro Santos, Carlos Alberto Xavier de Oliveira e Waldir Souza Nazareth. Não podemos também deixar de agradecer aos Srs. Paulo Ferreira da Costa, José Carlos de Albuquerque Mello e Emanuel Newton Barbosa, que com tanta competência se desincumbiram da tarefa de desenho das figuras deste livro.

Esperando que este livro possa ser útil, agradecemos desde já a todos, pelas críticas e sugestões que nos enviarem.

Rio de Janeiro, junho de 1967.

Pedro Carlos da Silva Telles

Sumário

1 CÁLCULO DE TUBULAÇÕES INDUSTRIAIS, 1

2 CÁLCULO DO DIÂMETRO DAS TUBULAÇÕES, 3

2.1 Critérios Gerais para o Dimensionamento do Diâmetro das Tubulações, 3
2.2 Escoamento dos Fluidos em Tubulações, 4
2.3 Cálculo das Perdas de Carga para Líquidos, 6
2.4 Perdas de Carga para Água e para Óleos, 7
2.5 Perdas de Carga em Acidentes, 9
2.6 Sistemas com Ramificações, 9
2.7 Limitações e Erros nos Cálculos das Perdas de Carga, 10
2.8 Influência da Idade da Tubulação nas Perdas de Carga, 11
2.9 Cálculo do Diâmetro das Tubulações, 11
2.10 Cálculo em Função da Velocidade, 12
2.11 Cálculo em Função das Perdas de Carga, 14
2.12 Exemplo Numérico, 17
2.13 Exemplo Numérico, 19
2.14 Cálculo do Diâmetro para Tubulações Parcialmente Cheias, 21
2.15 Escoamento de Gases, 22
2.16 Fórmulas de Escoamento de Gases para Casos Especiais, 23

3 A TUBULAÇÃO CONSIDERADA COMO UM ELEMENTO ESTRUTURAL, 25

3.1 Cargas que Atuam sobre as Tubulações, 25
3.2 Tensões nas Paredes dos Tubos, 27
3.3 Tensões Primárias e Secundárias. Relaxamento Espontâneo, 28
3.4 Normas de Projeto de Tubulação, 31
3.5 Tensões Admissíveis e Coeficientes de Segurança, 32
3.6 Tensões Admissíveis da Norma ASME B 31, 34
3.7 Critérios de Cálculo da Norma ASME B 31, 35
3.8 Pressão e Temperatura de Projeto, 37
3.9 Condições Transitórias de Trabalho de uma Tubulação, 39

4 CÁLCULO DA ESPESSURA DE PAREDE, CÁLCULO DE COMPONENTES DE TUBULAÇÃO E DO VÃO ENTRE SUPORTES, 41

4.1 Cálculo da Espessura de Parede em Função da Pressão Interna, 41
4.2 Cálculo da Espessura de Parede de Acordo com a Norma ASME B 31, 43
4.3 Exemplo Numérico, 45
4.4 Espessura de Parede para Tubulações Enterradas e para Tubulações Sujeitas à Pressão Externa, 46
4.5 Cálculo de Componentes de Tubulação, 47
4.6 Cálculo do Vão entre Suportes, 49
4.7 Exemplo Numérico, 51
4.8 Exemplo Numérico, 53
4.9 Movimento Vertical Limite para Emprego de Suportes Móveis, 54
4.10 Exemplo Numérico, 55

5 DILATAÇÃO TÉRMICA E FLEXIBILIDADE DAS TUBULAÇÕES, 57

5.1 Tensões Internas e Reações Provenientes da Dilatação Térmica, 57
5.2 Meios de Controlar a Dilatação Térmica, 59
5.3 Flexibilidade das Tubulações — Eixo Neutro, 59
5.4 Movimentos de Pontos Extremos de uma Tubulação, 61
5.5 Influência do Traçado na Flexibilidade das Tubulações, 62
5.6 Pré-tensionamento das Tubulações, 64
5.7 Cálculos de Flexibilidade,65
5.8 Verificação e Melhoria da Flexibilidade das Tubulações, 67
5.9 Processos de Cálculos de Flexibilidade, 69
5.10 Cálculos das Tensões Secundárias pela Norma ASME B 31, 71
5.11 Cálculo das Reações pela Norma ASME B 31, 75
5.12 Exemplos de Alguns Casos Particulares de Traçado, 76
5.13 Esforços sobre os Bocais de Vasos e de Equipamentos, 78

6 CÁLCULO DA FLEXIBILIDADE PELO MÉTODO DA VIGA EM BALANÇO GUIADA, 81

6.1 Método da Viga em Balanço Guiada, 81
6.2 Configuração Simples em *L*, 82
6.3 Configuração em *U*, 86
6.4 Exemplo Numérico, 88
6.5 Configuração em *Z*, 89
6.6 Caso Geral de Qualquer Configuração, 90
6.7 Exemplo Numérico, 94
6.8 Coeficiente de Correção das Tensões Máximas, 97
6.9 Cálculo das Reações nos Extremos, 99
6.10 Exemplo Numérico, 99
6.11 Exemplo Numérico, 101

7 CÁLCULO DA FLEXIBILIDADE PELO MÉTODO ANALÍTICO GERAL, 104

7.1 Apresentação do Método, 104
7.2 Teorema de Castigliano, 105
7.3 Dedução do Método para uma Tubulação Plana, 107
7.4 Cálculo dos Coeficientes de Forma para um Trecho Reto, 111
7.5 Cálculo dos Coeficientes de Forma para um Trecho de Curva Circular, 112
7.6 Exemplo de Aplicação, 114
7.7 Extensão do Método para uma Tubulação Plana Ramificada, 118
7.8 Exemplo de Aplicação, 122
7.9 Restrições Intermediárias, 122
7.10 Extensão do Método para uma Tubulação Espacial, 126
7.11 Exemplo de Aplicação, 134
7.12 Comentários Finais, 141

8 CÁLCULO DOS PESOS, REAÇÕES DO ATRITO, MOVIMENTOS E REAÇÕES DAS JUNTAS DE EXPANSÃO E NOS SUPORTES DE MOLAS, 142

8.1 Cálculo dos Pesos Exercidos sobre os Suportes, 142
8.2 Reações Resultantes do Atrito nos Suportes e nas Ancoragens, 143
8.3 Exemplo Numérico, 145
8.4 Esforços Devido às Juntas de Expansão, 148
8.5 Exemplo Numérico, 149
8.6 Cálculo dos Movimentos nas Juntas de Expansão, 150
8.7 Exemplo Numérico, 151
8.8 Carga e Movimentos nos Suportes de Molas, 153
8.9 Exemplo Numérico, 153
8.10 Suportes de Molas de Carga Variável, 158

BIBLIOGRAFIA, 160

ÍNDICE ALFABÉTICO, 162

1

CÁLCULO DE TUBULAÇÕES INDUSTRIAIS

Em um projeto de tubulações industriais, costuma ser necessário fazerem-se os seguintes cálculos:

— Dimensionamento do diâmetro de cada tubulação.
— Cálculo da espessura de parede dos tubos.
— Cálculo dos vãos máximos entre suportes.
— Cálculo de flexibilidade, que consiste em verificar se cada trecho das tubulações é capaz de absorver, por meio de flexões e torções nos seus diversos lados, o efeito combinado das dilatações e/ou contrações térmicas, bem como dos possíveis movimentos dos pontos extremos da tubulação. O cálculo de flexibilidade pode ser dispensado em alguns casos excepcionais, como detalhado no Cap. 5 deste livro. Note-se que o controle das dilatações e/ou contrações e dos movimentos de pontos extremos é feito, na grande maioria dos casos, por um traçado adequado da tubulação, não-retilíneo, que resulte em flexões e torções, de tal maneira que as tensões não ultrapassem a tensão admissível do material (veja o Cap. 10 do livro *Tubulações Industriais — Materiais, Projeto, Montagem*, do mesmo autor).
— Cálculo dos pesos, forças de atrito, esforços de ancoragem, reações das juntas de expansão, e demais cargas que a rede de tubulações esteja fazendo ou possa fazer sobre cada suporte.

Em alguns projetos poderão ser necessários, entre outros, mais os seguintes cálculos:

— Dimensionamento de componentes especiais de tubulação.
— Cálculo das quantidades de condensado a eliminar e dimensionamento dos purgadores de vapor.
— Cálculo das espessuras de isolamento térmico.
— Cálculo dos sistemas de aquecimento.

Desses cálculos, alguns dependem do traçado e detalhamento das tubulações, e por isso têm de ser feitos obrigatoriamente para cada tubulação individual, e portanto em cada projeto. Outros cálculos, pelo contrário, independem do traçado e detalhamento das tubulações, e, por esse motivo, podem ser feitos previamente, para vários casos típicos, sendo

os resultados válidos, de uma vez por todas, para projetos futuros. Esse é o procedimento usual das organizações de projeto e de usuários de tubulações, que conseguem assim grande economia de tempo e de trabalho.

Os cálculos que dependem do traçado e detalhamento das tubulações são os seguintes:

— Cálculo do diâmetro, feito para cada tubulação, basicamente em função das perdas de carga, que, por sua vez, dependem do comprimento, configuração, tipo e quantidade de acidentes da tubulação, bem como da vazão e viscosidade do fluido circulante e da rugosidade das paredes da tubulação.
— Cálculo da flexibilidade, feito também para cada tubulação, em função do comprimento e configuração da tubulação, da temperatura e da resistência mecânica do material.
— Cálculo dos pesos, feito para cada ponto de suporte, em função dos pesos de todas as tubulações e demais cargas atuantes.

O cálculo das espessuras de parede, dos vãos entre suportes e das espessuras de isolamento não depende do traçado e detalhamento das tubulações. A espessura de parede, por exemplo, é calculada somente em função do diâmetro, pressão do fluido e tensão admissível do material, podendo assim a espessura ser calculada previamente para várias combinações de diâmetros, pressões e tensões admissíveis. O mesmo acontece com os vãos entre o suportes e as espessuras de isolamento, que também podem ser calculados previamente. Por isso, muitas organizações de projeto e usuários de tubulações possuem coleções de "Especificações de Material de Tubulação" (veja Item 8.13, Cap. 8, do livro acima citado), onde constam as espessuras calculadas para as tubulações de vários serviços típicos, sendo cada "serviço" caracterizado por um determinado fluido (ou classe de fluidos), em determinada faixa de pressões e temperaturas. As organizações de projeto e os usuários também costumam possuir tabelas já calculadas de vãos entre suportes, para várias combinações típicas de diâmetros, espessuras, materiais e temperaturas de projeto de tubulações (veja Fig. 10.8, do mesmo livro acima citado). Em resumo, na prática usual de projetos industriais, os cálculos de espessura de tubulações e de vãos entre suportes são feitos em cada projeto somente nos casos excepcionais de tubulações que não se enquadrem em nenhum dos padrões existentes já calculados.

Para o cálculo do diâmetro, cada tubulação é considerada um elemento hidráulico, capaz de conduzir uma determinada vazão de um fluido de um ponto a outro. Para o cálculo de flexibilidade, cálculo de espessura, de vão entre suportes e cálculo de pesos, a tubulação é considerada um elemento mecânico-estrutural submetido a um conjunto de esforços provenientes da pressão, dos pesos, das dilatações etc., e transmitindo outros tantos esforços ao sistema de suportes da tubulação.

O cálculo do diâmetro será visto no Cap. 2 deste livro. O cálculo de espessuras e de vão entre suportes, nos Caps. 3 e 4, o cálculo de flexibilidade nos Caps. 5, 6 e 7, e o cálculo dos pesos, no Cap. 8.

O cálculo da quantidade de condensado a eliminar pelos purgadores, o cálculo de espessura do isolamento térmico e o cálculo do sistema de aquecimento são tópicos tratados no livro já citado.

2

CÁLCULO DO DIÂMETRO DAS TUBULAÇÕES

2.1 CRITÉRIOS GERAIS PARA O DIMENSIONAMENTO DO DIÂMETRO DAS TUBULAÇÕES

O dimensionamento do diâmetro das tubulações é quase sempre um problema de hidráulica, resolvido em função da vazão necessária do fluido, das diferenças de cota existentes, das pressões disponíveis, das velocidades e perdas de carga admissíveis, da natureza do fluido e do material e tipo da tubulação. Esses cálculos são geralmente feitos pela equipe de projeto de processo; nos fluxogramas de detalhamento, que são os desenhos básicos recebidos pela equipe de projeto mecânico, para o desenvolvimento do projeto, já devem constar os diâmetros de todas as tubulações, como está explicado no Cap. 13 do livro *Tubulações Industriais — Materiais, Projeto, Montagem,* já aqui citado. Por ser o cálculo hidráulico um assunto muito extenso, fugindo do âmbito deste livro, daremos aqui apenas uma idéia geral da solução desse problema.

Há alguns poucos casos em que são outros fatores que determinam o diâmetro da tubulação. Por exemplo, para uma tubulação muito curta ligada a um equipamento, pode-se geralmente admitir que a perda de carga seja desprezível, e assim é mais econômico fixar o diâmetro do tubo pelo diâmetro do bocal do equipamento simplificando a instalação e economizando conexões. Também no caso de vazões muito pequenas, que pelo cálculo hidráulico resultariam em diâmetros também muito pequenos, é usual fixar-se o diâmetro pelo valor do diâmetro necessário para que a tubulação possa vencer um vão razoável entre suportes, evitando assim suportes muito próximos entre si, com a finalidade de economizar suportes e fundações. (Veja Cap. 10 do livro *Tubulações Industriais — Materiais, Projeto, Montagem.*)

Por esse motivo, é prática corrente em instalações industriais adotar-se o diâmetro nominal de 1″ ($\simeq$ 25 mm) como o valor mínimo do diâmetro para tubulações de processo e de utilidades, não importando os valores que se tenha para as vazões e as perdas de carga.

No caso geral dos diâmetros dimensionados pela hidráulica, o problema resume-se praticamente, como veremos, ao cálculo das velocidades ou das perdas de cargas decorrentes do escoamento do fluido.

2.2 Escoamento dos Fluidos em Tubulações

O escoamento de qualquer fluido em uma tubulação resulta sempre em uma certa perda de energia do fluido, energia esta que é gasta em vencer as resistências que se opõem ao escoamento, e que finalmente é dissipada sob forma de calor.

As resistências que se opõem ao escoamento são de duas naturezas:

1. Resistências externas, resultantes do atrito do fluido contra as paredes dos tubos, das acelerações e mudanças de direção da veia fluida, e dos turbilhonamentos conseqüentes.
2. Resistências internas, resultantes do atrito das próprias moléculas do fluido umas com as outras; é o que se chama de "viscosidade".

As resistências externas serão tanto maiores quanto maiores forem a velocidade do fluido e a rugosidade das paredes, e quanto menor for o diâmetro da tubulação. Essas resistências dependerão também da quantidade e da natureza dos acidentes na tubulação (curvas, derivações, reduções, válvulas etc.) que resultam nas chamadas "perdas secundárias". As resistências internas serão tanto maiores quanto maiores forem a velocidade e a viscosidade do fluido.

Essa energia perdida, chamada "perda de carga" (*pressure loss*), traduz-se por uma gradual diminuição da pressão do fluido, que vai caindo de ponto para ponto quando se percorre a tubulação no sentido do escoamento (*pressure drop*).

No estudo do escoamento dos fluidos em tubulações, costuma-se dividir as redes de tubulações por trechos, de maneira que não haja em nenhum trecho qualquer máquina (bombas, compressores, turbinas etc.) capaz de trocar trabalho com o exterior, introduzindo energia no fluido ou absorvendo energia do fluido. Dessa forma, a única variação de energia do fluido entre os pontos extremos de cada trecho da tubulação será a decorrente das perdas de carga. Chamando de pontos 1 e 2 os extremos de qualquer trecho, o princípio geral da conservação de energia dará:

$$\int_1^2 \frac{dP}{\gamma} + \frac{V_1^2 - V_2^2}{2g} + (H_1 - H_2) = J \qquad (1)$$

em que:

γ = peso específico do fluido.
P = pressões do fluido
V = velocidades de escoamento.
H = cotas acima de um certo plano de referência.
J = perda de carga total.
g = aceleração da gravidade.

Os índices 1 e 2 referem-se respectivamente aos valores das grandezas nos pontos 1 e 2 considerados.

Para os fluidos incompressíveis (líquidos), como o valor do peso específico é constante, o 1.° termo transforma-se em:

$$\frac{P_1 - P_2}{\gamma}$$

e a equação fica:

$$\frac{P_1 - P_2}{\gamma} + \frac{V_1^2 - V_2^2}{2g} + (H_1 - H_2) = J \tag{2}$$

que é a expressão conhecida do teorema de Bernoulli.

Na prática, para o caso dos líquidos, o 2.° termo pode em geral ser desprezado, porque tem sempre um valor insignificante ou mesmo nulo; a equação simplificada fica então:

$$\frac{P_1 - P_2}{\gamma} + (H_1 - H_2) = J$$

ou

$$\left(\frac{P_1}{\gamma} + H_1\right) - \left(\frac{P_2}{\gamma} + H_2\right) = J \tag{3}$$

expressão que traduz a equivalência da perda de carga total com a diferença entre os valores da energia contida no líquido em cada um dos pontos extremos considerados.

Observe-se que em todas essas fórmulas a perda de carga J tem a dimensão de um comprimento, e por isso é medida em unidades de comprimento.

O escoamento dos líquidos em uma tubulação pode se dar de duas maneiras diferentes, chamadas de "escoamento laminar" e de "escoamento turbilhonar". No escoamento laminar, todos os filetes líquidos são paralelos entre si, e as velocidades em cada ponto são invariáveis em direção e em grandeza. No escoamento turbilhonar, as partículas líquidas movem-se em todas as direções, com velocidades variáveis em direção e em grandeza de um ponto para outro, e no mesmo ponto, de um instante para o outro. O escoamento laminar raramente ocorre na prática, limitando-se aos casos de velocidades excessivamente baixas ou de líquidos com viscosidade muito elevada. Na maioria dos casos, o escoamento é turbilhonar.

A previsão do tipo de escoamento que se terá em determinada tubulação é feita pelo cálculo do chamado "número de Reynolds", que é uma quantidade adimensional dada pela seguinte expressão:

$$R_n = \frac{Vd}{v} \tag{4}$$

em que:

V = velocidade média de escoamento do líquido.
d = diâmetro interno do tubo.
v = viscosidade cinemática do líquido.

Quando R_n for menor do que 2 000 o escoamento será laminar; quando for maior do que 4 000 o escoamento será turbilhonar. Para os valores compreendidos entre 2 000 e 4 000 o regime será instável, não se podendo prever com certeza. Como R_n é adimensional, o seu valor numérico será o mesmo, para as mesmas circunstâncias, independente-

mente do sistema de unidades adotado. Para todas as fórmulas dadas neste Item, assim como no restante deste capítulo, — exceto onde indicado em contrário —, pode ser empregado qualquer sistema de unidades, desde que seja homogêneo. Com o sistema SI adotam-se geralmente a velocidade em m/s, o diâmetro em mm e a viscosidade cinemática em stokes.

2.3 Cálculo das Perdas de Carga para Líquidos

Para o escoamento laminar deduz-se teoricamente uma expressão dando o valor da perda de carga, que é a fórmula de Poiseuille:

$$J = \frac{32LvV}{gd^2} \tag{5}$$

em que L é o comprimento do tubo.

Essa fórmula vale para qualquer líquido e qualquer tubulação, independentemente do material e do estado e da rugosidade das paredes. Como se vê, no escoamento laminar a perda de carga é sempre proporcional à velocidade.

No escoamento turbilhonar não é possível a dedução de nenhuma fórmula teórica válida para qualquer caso. Existem em uso corrente muitas fórmulas empíricas, quase todas do tipo:

$$J = \frac{f\,V^n L}{d^m}$$

em que f, n e m são coeficientes que têm valores numéricos variáveis conforme a natureza do líquido, o material dos tubos e o estado e rugosidade das paredes.

Para tubulações industriais, a fórmula mais empregada é a de Darcy, também denominada fórmula de Fanning:

$$J = \frac{f\,LV^2}{2\,d\,g} \tag{6}$$

Pode-se verificar facilmente que a fórmula é dimensionalmente homogênea e que a dimensão de J é um comprimento. Essa mesma fórmula pode ser apresentada de várias formas, dependendo das unidades que devam ser empregadas e do termo que está posto em evidência.

A fórmula de Darcy admite uma dedução racional, desde que se dê ao coeficiente f valores variáveis, que serão função de R_n e do grau de rugosidade das paredes do tubo. Esse coeficiente f é chamado de coeficiente de atrito do líquido. O grau de rugosidade das paredes do tubo é a relação ε/d entre a altura da maior irregularidade interna existente na parede do tubo e o diâmetro interno do mesmo. Tanto f como ε/d são adimensionais.

Se compararmos as fórmulas de Poiseuille e de Darcy, vamos chegar à expressão $f = 64/R_n$, quando o escoamento for laminar. Podemos assim estender a aplicação da fórmula de Darcy a todo campo de variação de valores de R_n. Vê-se que para o escoamento laminar o coeficiente de atrito é independente do grau de rugosidade dos tubos.

Existem ábacos (ábaco de Moody, Fig. 2.1) que dão diversas curvas com os valores do coeficiente f em função do número de Reynolds e do grau de rugosidade das paredes dos tubos. Nesse ábaco estão claramente mostradas as zonas de escoamento laminar, de

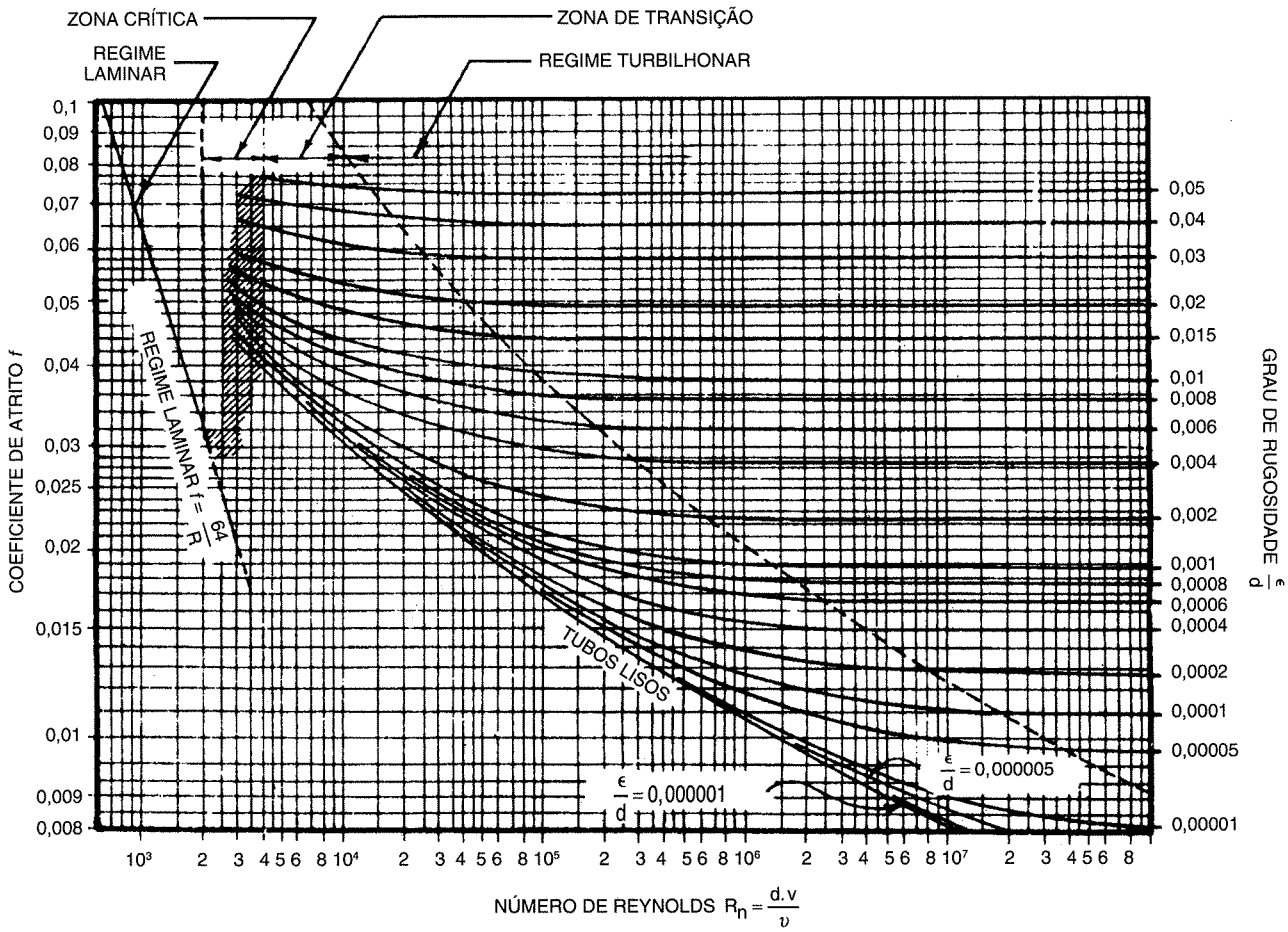


Fig. 2.1 Ábaco de Moody.

escoamento turbilhonar e a região crítica de transição, onde o regime é instável. Vê-se que para ambos os regimes de escoamento o valor de f diminui quando R_n aumenta.

A Fig. 2.2 mostra um gráfico dando valores médios aproximados do grau de rugosidade em função do diâmetro, para diversos tipos de materiais de tubos.

Tanto a fórmula de Poiseuille como a de Darcy costumam ser apresentadas na prática em função de perda de carga relativa (j), que é de perda de carga por unidade de comprimento do tubo:

$$j = \frac{32\nu V}{g d^2} \tag{5a}$$

$$j = \frac{f V^2}{2 d g} \tag{6a}$$

2.4 Perdas de Carga para Água e para Óleos

Embora a fórmula de Darcy possa ser aplicada para quaisquer líquidos, no caso particular da água, cuja viscosidade varia pouco nas condições usuais, é em geral mais fácil

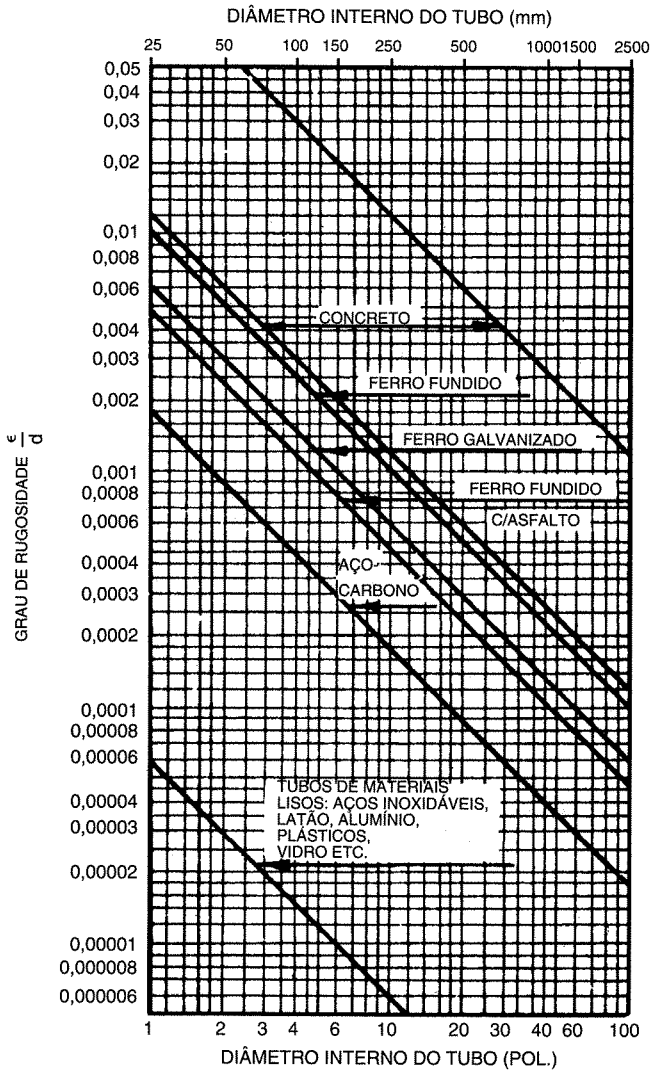


Fig. 2.2 Grau de rugosidade dos tubos em função dos diâmetros e dos materiais.

o emprego de fórmulas empíricas deduzidas especialmente para a água. Entre as fórmulas de uso corrente para tubulações industriais está a de Williams-Hazen, que é a seguinte:

$$J_f = \frac{3022,6\ V^{1,852}}{C^{1,852}\ d^{1,167}} \tag{7}$$

que também se escreve:

$$J_f = K\frac{V^{1,852}}{d^{1,167}} \tag{7a}$$

nas quais:

J_f = perda de carga por 1 000 pés de tubo (pés).
d = diâmetro interno (pés).
V = velocidade (pés/s).
C = coeficiente de rugosidade das paredes dos tubos; varia de 40, para tubos de ferro severamente incrustados de tubérculos, até 155, para tubos de vidro polido. Para tubos usuais de aço, novos, C = 130.

K = coeficiente de rugosidade modificado, valendo $K = 0{,}367$ quando $C = 130$.

A fórmula de Williams-Hazen não dá valores satisfatórios para tubos com diâmetros inferiores a 2". Existem também diversos ábacos e tabelas, de uso muito cômodo, baseados na fórmula de Williams-Hazen. Note-se que essa fórmula não é homogênea, e portanto só pode ser empregada com as unidades acima indicadas.

Para os óleos em geral, que são líquidos de grande aplicação industrial, e cujas viscosidades variam muito de acordo com a temperatura, a fórmula mais usada para o cálculo das perdas de carga é a própria fórmula de Darcy, ou os ábacos e tabelas dela derivados.

2.5 Perdas de Carga em Acidentes

Em todas as fórmulas vistas até agora considerou-se que a tubulação fosse inteiramente reta, de mesmo diâmetro em toda a extensão, sem nenhuma conexão, válvula, derivação, ou outro qualquer acidente. Quaisquer desses acidentes causam novas perdas de carga de natureza diferente das causadas pelo simples atrito nos tubos retos. Estas perdas, chamadas de perdas secundárias, são causadas pelas mudanças de direção, acelerações, intensificação de atrito, turbilhonamentos, choques dinâmicos etc.

A avaliação das perdas secundárias costuma ser exclusivamente empírica; a maneira mais usual de fazê-la é pela determinação experimental, para cada tipo e tamanho de acidente, do comprimento de tubo reto do mesmo diâmetro capaz de causar a mesma perda de carga total. Esse comprimento de tubo reto chama-se "comprimento equivalente" do acidente em questão. Quando se tiver então uma tubulação com diversos acidentes, o que se faz na prática é relacionar os comprimentos equivalentes de todos os acidentes que existem, e em seguida somá-los à soma dos comprimentos dos diversos trechos de tubo reto da tubulação. Obtém-se no final o comprimento equivalente da tubulação completa (L'), maior do que o comprimento geométrico da tubulação, e correspondente ao comprimento que teria um tubo reto de igual diâmetro, sem nenhum acidente, causando a mesma perda de carga total.

Esse comprimento equivalente da tubulação deve ser usado, para o valor de L, em todas as fórmulas dadas até agora, em lugar do comprimento geométrico da tubulação.

As perdas de carga secundárias podem também ser calculadas pela fórmula geral $J_a = \sum kV^2 / 2g$, em que J_a é a perda de carga total nos acidentes, V é a velocidade do fluido e $k_1, k_2, k_3, \ldots$ etc. são coeficientes próprios para cada tipo de acidente e cada diâmetro. Os coeficientes k são obtidos experimentalmente e figuram em várias tabelas práticas. O cálculo das perdas secundárias por essa fórmula geral, embora seja mais trabalhoso, tem mais precisão do que o cálculo pelos comprimentos equivalentes, porque leva em conta a variação das perdas com a velocidade. Por essa razão, muitos autores e projetistas preferem esse método de cálculo.

2.6 Sistemas com Ramificações

Em um sistema com ramificações, as fórmulas básicas são as mesmas já mencionadas. A dificuldade consiste em se estabelecer as vazões que estão circulando em cada ramal e em cada trecho de uma linha tronco. O cálculo dessas vazões está baseado nos seguintes princípios gerais:

1. Em qualquer ramificação a soma das vazões nos ramais é igual à vazão na linha tronco.

2. Em cada ramal a vazão é inversamente proporcional à perda de carga total no referido ramal, isto é, a vazão será maior no ramal que apresentar menor perda de carga, e vice-versa.

As fórmulas finais aplicáveis a um sistema com ramificações são bastante complexas, resultando em sistemas de várias equações com várias incógnitas, fugindo assim ao âmbito deste livro.

2.7 Limitações e Erros nos Cálculos das Perdas de Carga

Todos os cálculos de perdas de carga a que até agora nos referimos têm uma série de limitações e de erros intrínsecos que é importante sejam chamados à atenção.

Em todos esses cálculos foram sempre feitas as seguintes hipóteses simplificativas:

1. Que o escoamento se dê em regime permanente, isto é, que os valores de todas as grandezas não variem com o tempo.
2. Que não haja variações de temperatura ao longo da tubulação, isto é, que o escoamento seja isotérmico.
3. Que o fluido seja homogêneo (newtoniano), não havendo variações de um ponto para outro, ou de um instante para outro, no estado físico ou nos valores da densidade, viscosidade e outras grandezas próprias do fluido. Ficam assim excluídas as emulsões, suspensões instáveis, polímeros fundidos, líquidos em temperatura próxima ao ponto de ebulição ou de congelamento etc. Ficam também excluídos os casos de fluidos com duas fases presentes.
4. Que os líquidos sejam rigorosamente incompressíveis.
5. Que a seção transversal da tubulação seja constante e perfeitamente circular.

É fácil de se ver que muitas vezes uma ou mais dessas hipóteses não se verificam nos casos da prática, às vezes nem aproximadamente.

Quase todos os cálculos de perdas de carga são baseados em dados experimentais empíricos; mesmo quando as fórmulas são racionais, como a de Darcy, continuam empíricos o coeficiente de atrito e as perdas nos acidentes. Esses cálculos estão portanto sujeitos aos erros intrínsecos próprios a todos os cálculos empíricos. Esses erros, cuja ordem de grandeza é impossível de se prever com certeza, tanto podem se dar no sentido de aumentar as perdas de carga como de diminuí-las. É preciso por isso que se adote sempre uma margem de segurança.

É importante, também, que antes da aplicação de quaisquer fórmulas, ábacos e tabelas, seja verificado cuidadosamente para que casos e circunstâncias particulares esses elementos foram deduzidos. Freqüentemente a dedução é feita exclusivamente para tubos novos e lisos, ou somente para tubos de determinado material etc. Em quaisquer casos, só se conseguem obter resultados com certa precisão se os elementos empíricos forem usados rigorosamente dentro do seu campo estrito de aplicação.

Existem fórmulas e métodos especiais de cálculo para perda de carga em fluidos não-homogêneos, tais como suspensões, emulsões, fluidos com duas fases presentes etc. Essas fórmulas e métodos de cálculo, também empíricos, são evidentemente bem mais complicados do que os referidos até agora.

Para as perdas secundárias, cujo cálculo é inteiramente empírico, os erros são também importantes. Há vários fatores, não-previstos nas tabelas e ábacos, que podem influir bastante nos resultados. Por exemplo, se tivermos duas curvas de mesmo sentido,

uma em seguida à outra, a perda de carga total será menor do que a soma das perdas de cada curva. Entretanto, se as curvas forem de sentidos contrários, a perda total será maior do que a soma das perdas de cada curva. De um modo geral, a ordem de grandeza dos erros nas perdas secundárias costuma ser maior do que os erros nas perdas nos trechos retos.

2.8 Influência da Idade da Tubulação nas Perdas de Carga

A idade da tubulação tem também grande influência no valor das perdas de carga, devido ao aumento de rugosidade interna que quase sempre se verifica com o correr do tempo, em conseqüência da corrosão, da erosão e da formação de incrustações. O aumento da rugosidade chega freqüentemente a 10 vezes, dependendo do material da tubulação e do fluido conduzido, com o conseqüente aumento do coeficiente de atrito e das perdas de carga.

No caso particular dos tubos de ferro e de aço para água, o efeito de incrustações é às vezes muito pronunciado, com a formação de tubérculos, que não só aumentam bastante a rugosidade como também diminuem a seção útil de escoamento. A intensidade da incrustação e formação de tubérculos depende primordialmente da qualidade da água e do tratamento interno que se dê ao tubo. É em geral muito difícil prever com certa segurança a intensidade desse ataque. Entretanto, como regra geral, pode-se dizer que a capacidade de transporte da tubulação pode ser reduzida à metade, em um período de tempo bem menor do que a vida útil da tubulação. Por essa razão, o superdimensionamento do diâmetro é sempre conveniente. As águas ácidas costumam produzir mais incrustações do que as águas alcalinas.

Com águas sujas, como é o caso nas tubulações de esgotos e de drenagem, deve ainda ser levada em conta a redução de seção em conseqüência do depósito de materiais sólidos carregados, principalmente quando as velocidades são baixas.

Em geral as fórmulas, ábacos, tabelas etc. são feitos para uso com tubos novos; deve ser deixada, portanto, uma margem de segurança proporcional à intensidade da corrosão, erosão ou incrustação que se possam esperar em cada caso.

2.9 Cálculo do Diâmetro das Tubulações

O cálculo do diâmetro das tubulações é um problema hidráulico que pode ser resolvido em função das velocidades ou das perdas de carga.

Quanto maior for o diâmetro, maior será o custo inicial da tubulação, mas, em compensação, menores serão a perda de carga e a velocidade do fluido, para um determinado valor da vazão. O diâmetro recomendável será um valor de compromisso, para se obter um custo inicial razoável, e valores também razoáveis da perda de carga e da velocidade. A perda de carga deve ser sempre baixa, porque representa, como vimos, uma energia perdida, e assim, quanto menor essa perda, menor será o custo de operação da tubulação. Independentemente do valor da perda de carga, a velocidade do fluido também não deve ser muito alta, porque as velocidade elevadas podem causar erosão e abrasão nas paredes dos tubos, ruídos, vibrações, golpes de aríete e problemas de cavitação em válvulas e outros acessórios. Por outro lado, as velocidades excessivamente baixas também devem ser evitadas, porque podem causar depósito de materiais sólidos na tubulação, e às vezes problemas de corrosão por pites e/ou corrosão biológica.

Na maioria dos casos da prática, para o dimensionamento do diâmetro de uma tubulação, são em geral conhecidas as seguintes grandezas:

— Vazão do líquido: Q
— Cota do ponto extremo de montante da tubulação (ponto 1): H_1.
— Cota do ponto extremo de jusante da tubulação (ponto 2): H_2.
— Pressão reinante no ponto 1: P_1.
— Pressão reinante no ponto 2: P_2.
— Natureza e propriedades do líquido: peso específico (γ), viscosidade (ν) e pressão de vapor ($P\nu$) na temperatura de operação.
— Comprimento equivalente total da tubulação: L'.

As cotas H_1 e H_2 são tomadas da linha de centro da tubulação até um plano de referência inferior escolhido arbitrariamente.

Nos casos da prática, com exceção do comprimento L' e das cotas H_1 e H_2, todas as demais grandezas não têm em geral um valor constante durante todo o funcionamento da tubulação; isto é, têm-se uma série de valores dessas grandezas considerados normais, ou de regime, e uma faixa de variação, às vezes grande, limitada por um valor máximo e um mínimo. Essas variações, fora das condições de regime, podem ocorrer não só durante o funcionamento normal mas também em conseqüência de diversas situações anormais ou eventuais de funcionamento; veja-se sobre esse assunto o Item 3.9, no Capítulo 3 deste livro. Existem inclusive alguns casos de tubulações destinadas a trabalhar com mais de um fluido diferente.

Por esse motivo, o cálculo do diâmetro será em geral feito em função dos valores mais desfavoráveis dessas diversas grandezas, como será visto a seguir.

O dimensionamento do diâmetro é sempre feito por aproximações sucessivas, tanto em função da velocidade como das perdas de carga. Em ambos os casos, arbitra-se primeiro um valor para o diâmetro e verifica-se se a velocidade está dentro dos limites das denominadas "velocidades econômicas" para o fluido em questão, ou se a perda de carga total tem um valor compatível com a energia disponível.

O cálculo em função da velocidade é bem mais simples, e deve ser preferido no caso de tubulações de pequeno comprimento, principalmente quando tiverem muitos acidentes, causadores de perdas secundárias. Como a perda de carga total depende principalmente do comprimento, pode-se admitir que para tubulações curtas a perda de carga não seja o fator preponderante. Nesses casos, o dimensionamento em função da perda de carga resultaria em um diâmetro muito pequeno, e portanto em uma velocidade muito elevada. Se a tubulação, além de curta, tem vários acidentes, o cálculo da perda de carga total poderá até perder o sentido, devido à grande margem de erro que sempre existe na avaliação das perdas secundárias.

2.10 Cálculo em Função da Velocidade

Para esse cálculo, toma-se o maior valor possível para a vazão, e, arbitrando-se um determinado diâmetro, calcula-se a velocidade que resulta:

$$V = \frac{Q}{A} = \frac{4Q}{\pi d^2}$$

Compara-se a velocidade calculada com a velocidade econômica para o líquido e o serviço em questão. Os valores consagrados pela prática para as velocidades econômicas são encontrados em várias tabelas, como a exemplificada na Tabela 2.1.

Tabela 2.1
Velocidades econômicas (m/s)

Água doce:	redes em cidades	1 a 2	Ar comprimido:	15 a 20
	redes em instalações industriais	2 a 3	Hidrocarbonetos (instalações industriais):	
	alimentação de caldeiras	4 a 8	líquidos (linhas de sucção)	1 a 2
	sucção de bombas	1 a 1,5	idem, outras linhas	1,5 a 2,5
			gasosos	25 a 30
Vapor:	até 2 kg/cm² (saturado)	20 a 40	Água salgada (tubos de aço com revestimentos)	1,5 a 2,5
	2 a 10 kg/cm²	40 a 60	idem, tubos de latão	1,5 (máx.)
	mais de 10 kg/cm²	60 a 100	idem, tubos de metal Monel	3 (máx.)
			Acetileno	20 a 25

Se a velocidade calculada estiver superior à velocidade econômica, significa que o diâmetro arbitrado foi pequeno, devendo então ser experimentado um maior. Entre os diâmetros comerciais existentes, o diâmetro finalmente escolhido deverá ser aquele que dê uma velocidade no limite inferior da faixa das velocidades econômicas, ou imediatamente abaixo.

Existem tabelas que dão diretamente, para cada diâmetro, as velocidades correspondentes a diversos valores da vazão; a Tabela 2.2 fornece as vazões em litros/segundo relativas a uma velocidade de 1 m/s, para os diâmetros e espessuras mais usuais de tubos:

Tabela 2.2

Diâm. Nom. (pol.)	*Espess. (série)*	*Vazão (l/s)*	*Diâm. Nom. (pol.)*	*Espess. (série) ou (pol.)*	*Vazão (l/s)*	*Diâm. Nom. (pol.)*	*Espess. (pol.)*	*Vazão (l/s)*
3/4	80	0,378	4	40	8,20	14	3/8″	67,04
	160	0,311		80	7,42		1/2″	65,78
1	80	0,464	6	40	18,61	16	3/8″	77,16
	160	0,412		80	16,89		1/2″	75,90
1 1/2	80	1,139	8	40	32,22	18	3/8″	87,28
	160	0,676		80	29,48		1/2″	86,02
2	40	2,161	10	40	50,90	20	3/8″	97,40
	80	1,903		80	46,20		1/2″	96,14
3	40	4,678	12	3/8″	60,72	24	3/8″	117,64
	80	4,255		1/2″	59,45		1/2″	116,38

Em tubulações com fluidos em duas fases, ou para líquidos com sólidos em suspensão, recomenda-se uma velocidade mínima de 3 m/s para evitar a separação de fases ou o depósito de sólidos.

2.11 Cálculo em Função das Perdas de Carga

Para tubulações longas, ou outras tubulações que, pela sua complexidade, importância ou outro fator particular, seja razoável supor que as perdas de carga sejam preponderantes, o dimensionamento do diâmetro deve ser baseado no cálculo dessas perdas de carga. Nesse caso, temos de tomar, de cada uma das grandezas variáveis relacionadas no Item 2.9, os valores respectivos que conduzam às maiores perdas de carga. Esses valores são os seguintes:

— Maior valor possível da vazão Q.
— Valores de P_1 e P_2 que resultem no menor valor para a diferença $P_1 - P_2$.
— Líquido ou condição de temperatura que resulte nos maiores valores de ν e de P_v.

Para uma tubulação ligada ao recalque de uma bomba, P_1 será a pressão gerada pela bomba, devendo-se lembrar nesse caso que essa pressão dependerá da vazão, de acordo com a curva característica da bomba. Para tubulações ligadas a reservatórios (tanques, torres, vasos etc.), as pressões P_1 e P_2 dependerão dos níveis estáticos do líquido nesses reservatórios, que em geral são variáveis, e das pressões internas reinantes nos mesmos, que também podem ser variáveis.

A marcha de cálculo é então a seguinte:

1. Arbitra-se um certo valor para o diâmetro. Esse arbitramento pode ser feito tomando-se por base a "velocidade econômica" já referida.

2. Com o diâmetro que foi arbitrado e os valores de Q e de ν, calcula-se a perda de carga total, que deve ser calculada em função do comprimento equivalente da tubulação, isto é, incluindo-se os comprimentos equivalentes de todos os acidentes existentes.

O cálculo das perdas de carga pode ser feito por meio das fórmulas apropriadas, ou, mais freqüentemente, com o emprego de ábacos e tabelas derivados dessas fórmulas. É usual os gráficos e tabelas fornecerem a perda de carga sob a forma de perda relativa, isto é, a perda para um determinado comprimento de tubo, em geral para 100 m ou para 100 pés.

O gráfico mostrado na Fig. 2.3, derivado da fórmula de Darcy e do ábaco de Moody, é muito prático e de uso corrente, consistindo em uma folha separada para cada diâmetro de tubulação. Entra-se, na folha respectiva, com o valor da viscosidade (em abscissa), procura-se a curva correspondente à vazão que se tem, e lê-se diretamente, em ordenada, a perda de carga relativa resultante.(*) Evidentemente esses gráficos são feitos para um único e determinado valor do grau de rugosidade, em geral para tubos novos de aço. Caso se tenham tubos de outros materiais ou em outras condições, tem-se de fazer as correções necessárias.

São também bastante empregados ábacos de pontos alinhados e diversas tabelas, todos de uso muito fácil.

3. Calculado o valor da perda de carga total J, tem-se dois casos típicos diferentes:

(*) Para a coleção completa desses gráficos para diâmetros nominais de 1″ a 32″, bem como de outros elementos para o cálculo do diâmetro ou da perda de carga, veja o livro *Tabelas e Gráficos para Projetos de Tubulações*, de P. C. da Silva Telles e Darcy G. de Paula Barros.

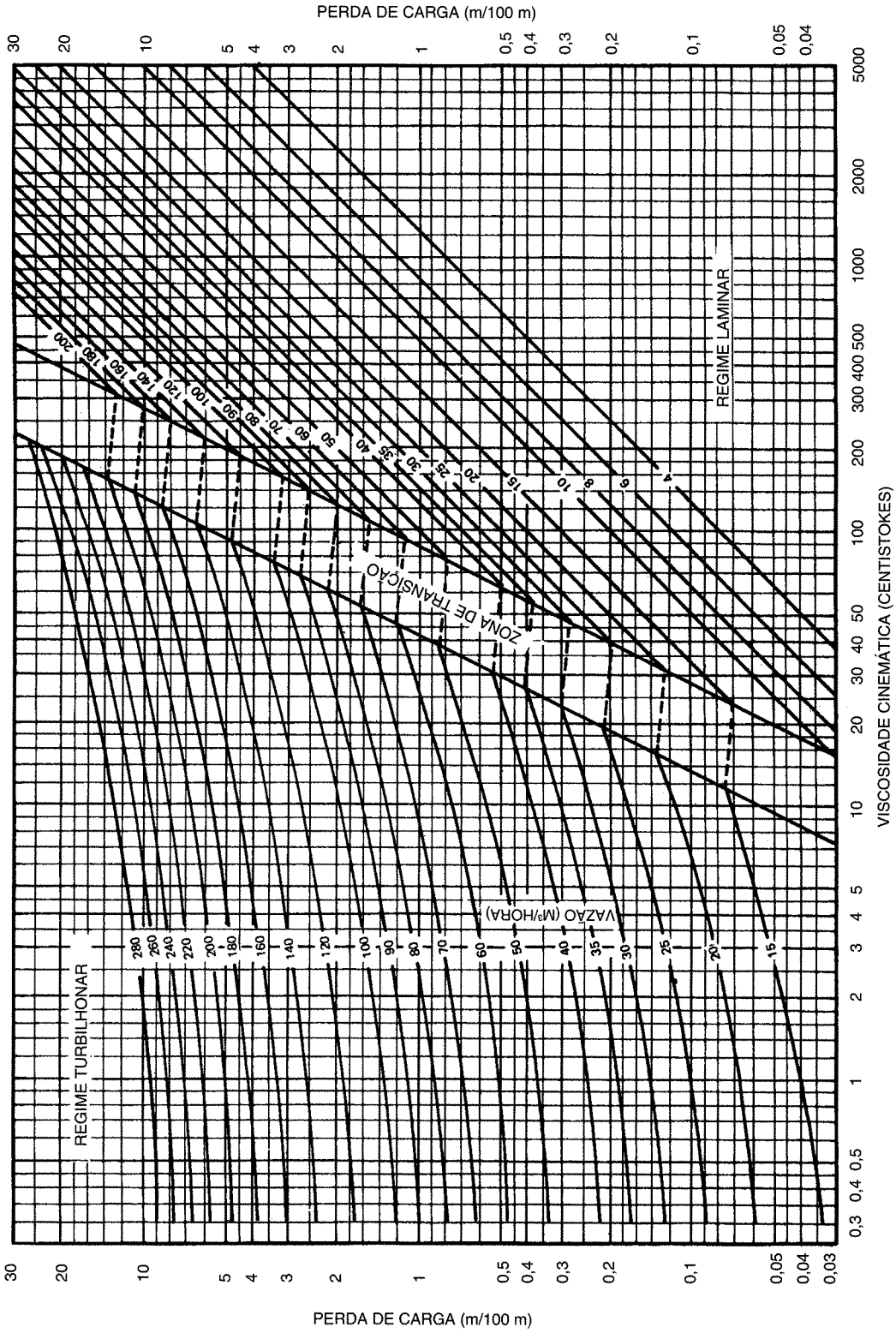


Fig. 2.3 Exemplo de ábaco de perdas de carga (para tubos com diâmetro nominal de 6″ e espessura série 40).

a) Tratando-se de uma tubulação ligada ao recalque de uma bomba, ou de uma tubulação cujo escoamento se dê simplesmente por diferenças de alturas ou de pressões, calcula-se o valor da diferença:

$$\left(H_1 + \frac{P_1}{\gamma}\right) - \left(H_2 + \frac{P_2}{\gamma}\right) \tag{8}$$

b) Tratando-se de uma tubulação ligada à sucção de uma bomba, calcula-se o valor da expressão:

$$\frac{P_a}{\gamma} - \left[(H_1 - H_2) + \frac{P_v}{\gamma} + \text{NPSH}\right] \tag{9}$$

em que: P_a = pressão no nível livre de montante (será a pressão atmosférica ou a pressão reinante no reservatório de sucção); NPSH = valor mínimo que deverá ter a energia do líquido entrando na bomba, para evitar a ocorrência da cavitação; P_v = pressão de vapor do líquido na temperatura máxima de operação; γ = peso específico do líquido. O valor mínimo do NPSH deve ser fornecido pelo fabricante da bomba.

Na expressão (9), quando o ponto 1 estiver em nível superior ao ponto 2, isto é, quando a bomba estiver abaixo do nível livre no reservatório de sucção (bomba com sucção afogada), a diferença $(H_1 - H_2)$ deverá entrar com sinal negativo.

4. Compara-se o valor calculado da perda de carga total J com o valor de uma das expressões (8) ou (9), conforme o caso.

Se o valor de J for menor do que o valor da expressão respectiva, o escoamento do líquido na tubulação com o diâmetro que foi arbitrado dar-se-á com uma vazão maior do que a suposta, ou o líquido atingirá o ponto 2 com uma pressão maior do que P_2. O diâmetro arbitrado estará então superdimensionado para as condições de escoamento desejadas. O inverso acontecerá se o valor de J for maior do que o valor da expressão respectiva, isto é, teremos um escoamento com uma vazão menor do que a suposta, ou a pressão no ponto 2 será menor do que P_2. Nesse caso, o diâmetro arbitrado estará insuficiente para o escoamento desejado.

5. Repetem-se os cálculos com um novo valor do diâmetro, caso se tenha arbitrado um diâmetro não-satisfatório.

Entre os diâmetros comerciais existentes, o diâmetro ideal será aquele que resultar em um valor de J imediatamente inferior ao valor das expressões (8) ou (9).

Quando o diâmetro arbitrado tiver sido insuficiente, é, evidentemente, sempre necessário repetir os cálculos para um diâmetro maior. No caso contrário, quando o diâmetro arbitrado estiver superdimensionado, devem-se repetir os cálculos, experimentando um diâmetro menor e, portanto, mais econômico apenas quando a diferença entre os valores de J e de uma das expressões (8) ou (9) for grande. Convém lembrar que quanto maior for o diâmetro, maior será o custo da tubulação; em compensação, a bomba poderá ser menor e mais barata e, também, será menor o custo da energia gasta no bombeamento e vice-versa. Em geral a tubulação custa mais caro do que a bomba, e por isso, na maioria dos casos, é mais econômico ter-se o menor valor possível para o diâmetro, compatível com as perdas de carga e com a velocidade resultante.

Em muitos casos é possível resolver-se o problema apenas com o aumento do valor negativo da diferença $H_1 - H_2$, isto é, colocando-se o reservatório de sucção em nível mais elevado ou colocando-se a bomba em nível mais baixo. Essa solução é quase sem-

pre mais econômica e mais prática do que adotar-se uma tubulação de maior diâmetro, devendo por essa razão ser sempre considerada. No item 9.3 do livro *Tubulações Industriais — Materiais, Projeto, Montagem,* já citado, está explicada a questão da fixação dos níveis de reservatórios para garantir um NPSH adequado na entrada das bombas.

Como está no Item 14.8 do livro acima citado, a determinação dos diâmetros das tubulações é geralmente feita em um estágio do projeto em que ainda não se têm os traçados definitivos e, portanto, não se conhecem nem os comprimentos exatos das tubulações nem os tipos e quantidades de acidentes que terá cada tubulação. O procedimento usual consiste em se calcular as perdas de carga baseando-se nos comprimentos aproximados, tirados dos desenhos de arranjo geral, arbitrando-se uma certa quantidade provável de acidentes.

Em casos especiais pode-se refazer o cálculo das perdas de carga, em etapa posterior do projeto, quando já se tiverem os traçados definitivos, para conferir os diâmetros calculados para as tubulações.

É preciso não esquecer que o valor do diâmetro que aparece nas fórmulas, ábacos, tabelas etc., para o cálculo das perdas de carga, é sempre o diâmetro interno do tubo. Para tubos de parede espessa, o diâmetro interno difere bastante do diâmetro nominal; por exemplo, um tubo de 16", série 160, tem o diâmetro interno de apenas 12,814".

2.12 Exemplo Numérico

Vamos dimensionar o diâmetro que deverá ter a tubulação mostrada na Fig. 2.4, que vai do bocal de recalque de uma bomba até um reservatório elevado. São conhecidos:

— Comprimentos dos trechos retos de tubo: $L_1 = 4$ m; $L_2 = 88$ m; $L_3 = 75$ m; $L_4 = 7$ m.
— Valor máximo da vazão: $Q = 200$ m³/hora.
— Cotas de elevação: bocal da bomba (ponto 1): $H_1 = 0{,}85$ m; bocal do tanque (ponto 2): $H_2 = 13{,}70$ m.
— Pressão de saída da bomba para o valor de Q considerado: $P_1 = 45$ psig $\cong$ 316 kPa.
— Altura máxima do líquido no reservatório acima do ponto 2: $h_r = 9$ m.
— Pressão máxima reinante no reservatório: $P_r = 10$ psig $\cong$ 70,3 kPa.
— Peso específico do líquido: $\gamma = 9{,}5$ N/dm³.
— Viscosidade cinemática: $\nu = 550$ cks.

a) Cálculo de P_2:
Temos: $H_1 = 0{,}85$ m; $H_2 = 13{,}70$ m; $P_1 = 316$ kPa.

O valor de P_2 a ser considerado deverá ser tal que a diferença $P_1 - P_2$ seja mínima. Vamos considerar então os valores máximos de altura do líquido e da pressão no reservatório. Teremos:

$$P_2 = P_r + h_r y;\ P_2 = 70{,}3 + 9 \times 9{,}5 = 155{,}8 \text{ kPa}$$

b) Cálculo da diferença $\left(H_1 + \frac{P_1}{\gamma}\right) - \left(H_2 + \frac{P_2}{\gamma}\right)$, teremos:

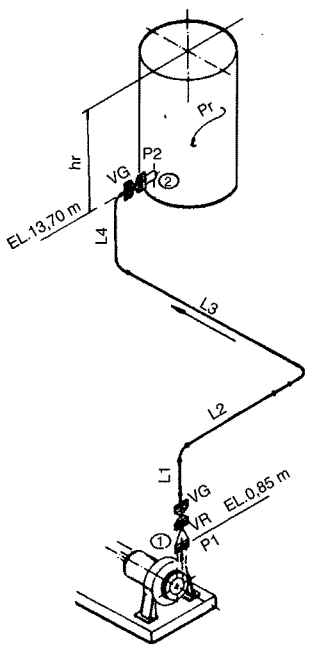


Fig. 2.4

$$H_1+\frac{P_1}{\gamma}=0,85+\frac{316}{9,5}=34,05\,\text{m} \rightarrow \text{ Energia do líquido no ponto 1.}$$

$$H_2+\frac{P_2}{\gamma}=13,70+\frac{155,8}{9,5}=30,10\,\text{m} \rightarrow \text{ Energia do líquido no ponto 2.}$$

Diferença: 34,05 − 30,10 = 3,95 m.

c) Cálculo do comprimento equivalente — Vamos arbitrar o valor de 10" para o diâmetro da tubulação, a fim de calcular o comprimento equivalente. Em função desse diâmetro, temos os seguintes comprimentos equivalentes para os acidentes existentes, tirados de um gráfico apropriado:

Válvula de gaveta	1,75 m
Valvula de retenção	21,0 m
Curva de 90°	1,75 m
Entrada no reservatório	10,0 m

A soma desses comprimentos será:

2 válvulas de gaveta	3,50 m
1 válvula de retenção	21,0 m
4 curvas de 90°	7,00 m
1 entrada	10,0 m
Soma	41,5 m

O comprimento total dos trechos de tubo reto vale:

$$L = 4 + 88 + 75 + 7 = 174 \text{ m.}$$

Somando com o comprimento equivalente dos acidentes, teremos o comprimento equivalente da tubulação toda:

$$L' = 174 + 41 = 215 \text{ m.}$$

d) Cálculo da perda de carga — Temos primeiro de calcular o número de Reynolds para determinar o regime de escoamento e, portanto, qual a fórmula a aplicar. Supondo que o tubo de 10" tenha espessura série 40, o diâmetro interno será: d = 255 mm = 25,5 cm; a viscosidade cinemática vale v = 550 cSt (centistokes) = 5,50 St (stokes). A velocidade poderá ser encontrada a partir da Tabela 2.2, para a vazão de 200 m³/h (ou 55,5 l/s), fazendo-se a proporcionalidade com a vazão para a velocidade de 1 m/s; chega-se a V = 1,092 m/s = 109,2 cm/s. Teremos então:

$$R_n = \frac{dV}{v} = \frac{25,5 \times 109,2}{5,50} = 428$$

Como temos $R_n < 2\,000$, o regime será laminar (devido ao alto valor da viscosidade), e aplicaremos então a fórmula de Poiseuille:

$$j = \frac{32\ v\ V}{g\ d^2} = \frac{32 \times 5{,}50 \times 109{,}2}{981 \times 25{,}5^2} = 0{,}0301 \text{ cm/cm ou}$$

$$j = 3{,}01 \text{ m/100m}$$

A perda de carga total será:

$$J = \frac{jL'}{100} = \frac{3{,}01 \times 215}{100} = 6{,}47\text{m}.$$

Vemos que esse valor é maior do que a diferença de energia calculada no item *(b)*, e conseqüentemente o diâmetro que foi arbitrado é insuficiente.

e) Novo valor para o diâmetro — Temos de fazer baixar a perda de carga e, portanto, escolher um valor maior para o diâmetro, que passará a ser 12", com parede de 3/8". Teremos agora para o diâmetro interno: d = 30,3 cm. A velocidade será calculada também da Tabela 2.2, achando-se o valor: V = 0,791 m/s = 79,1 cm/s.

A perda de carga unitária será:

$$j = \frac{32vV}{g\ d^2} = \frac{32 \times 5{,}50 \times 79{,}1}{981 \times 30{,}3^2} = 0{,}0154 \text{ cm/cm} = 1{,}54 \text{ m/100 m}.$$

A perda de carga total será, agora:

$$J = \frac{1{,}54 \times 215}{100} = 3{,}31\text{m}$$

Como temos 3,01 < 3,95, vemos que o diâmetro interno de 12" satisfaz, podendo portanto ser adotado. O líquido chegará no ponto 2 com uma pressão um pouco maior do que P_2.

Observemos que, para sermos exatos, deveríamos ter recalculado os comprimentos equivalentes dos acidentes, que são função do diâmetro. Entretanto, como estamos com uma boa margem de folga entre os valores 3,31 e 3,95, achamos dispensável esse cálculo.

2.13 Exemplo Numérico

Dimensionar o diâmetro da tubulação de sucção de uma bomba como mostrado na Fig. 2.5. São conhecidos:

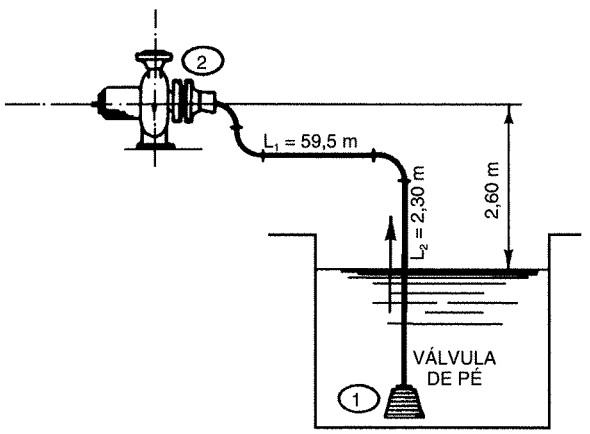


Fig. 2. 5

— Vazão máxima: $Q = 9$ litros/s = 540 l/min.
— Comprimentos: $L_1 = 1{,}95$ m; $L_2 = 2{,}30$ m.
— Diferença de nível: $H_a = 2{,}60$ m; bocal da bomba: 2 1/2" ø.
— Líquido: gasolina; peso específico $\gamma = 0{,}78$ kg/dm³ ≅ 7,8 N/dm³.
— Viscosidade: $\nu = 6$ cks; pressão de vapor: $P_v = 35{,}2$ kPa a 25°C.
— NPSH necessário na entrada da bomba: 1,9 m (tirado das curvas características da bomba).

a) Cálculo do comprimento equivalente — Arbitrando um diâmetro de 4", temos para os comprimentos equivalentes dos acidentes existentes:

1 peça de redução.	2,1 m
3 curvas de 90°: 3 × 2,0	6,0 m
1 válvula de pé	11,0 m
Soma	19,1 m

A soma dos trechos retos vale:

$$L = 59{,}5 + 2{,}30 = 61{,}8 \text{ m.}$$

Teremos então para o comprimento equivalente da tubulação

$$L' = 61{,}8 + 19{,}1 = 80{,}9 \text{ m.}$$

b) Cálculo das perdas de carga — Calculemos inicialmente o número de Reynolds. Os dados são os seguintes:

— Diâmetro interno (tubo de 4" série 40): $d = 10{,}22$ cm.
— Viscosidade cinemática: $\nu = 6$ cks = 0,06 stokes.
— Velocidade para $Q = 540$ l/min.: $V = 1{,}096$ m/s = 109,6 cm/s.

$$R_n = \frac{10{,}22 \times 109{,}6}{0{,}06} = 18\,600 > 4\,000$$

O regime será portanto turbilhonar, e a fórmula a empregar será a de Darcy. Para tubos de aço de 4", tiramos do gráfico da Fig. 2.2 o valor do grau de rugosidade: $\varepsilon/d = 0{,}00043$. Em função desse valor e do número de Reynolds, obteremos, do gráfico da Fig. 2.1, o coeficiente de atrito: $f = 0{,}028$.

Aplicando a fórmula de Darcy, ficaremos então com:

$$j = \frac{fV^2}{2\,d\,g} = \frac{0{,}028 \times 109{,}6^2}{2 \times 10{,}22 \times 981} = 0{,}0167 \text{ cm/cm} = 1{,}67 \text{ m/100 m}$$

A perda de carga total será:

$$J = \frac{jL}{100} = \frac{1{,}67 \times 80{,}9}{100} = 1{,}35 \text{ m}$$

c) Cálculo da expressão:

$$\frac{P_a}{\gamma}-\left[(H_1-H_2)+\frac{P_v}{\gamma}+\text{NPSH}\right] \tag{9}$$

Temos: P_a = pressão atmosférica = 103,3 kPa

$\frac{P_a}{\gamma}=\frac{103,3}{7,8}=13,20$ m; como segurança, para prevenir possíveis variações da pressão atmosférica, tomaremos apenas 90% do valor calculado, ou seja:

$$\frac{P_a}{\gamma}=0,9\times 13,20=11,88 \text{ m}$$

O termo $(H_1 - H_2)$, que é a diferença de nível entre os pontos 1 e 2, vale: H_a = 2,60 m. O valor de $\frac{P_v}{\gamma}$ será:

$$\frac{P_v}{\gamma}=\frac{35,2}{7,8}=4,54\text{m}$$

A expressão (9) ficará então:

$$11,88 - [2,60 + 4,54 + 1,90] = 11,88 - 9,04 = 2,84 \text{ m.}$$

A perda de carga J calculada (1,35 m) está menor do que esse valor; portanto, o diâmetro arbitrado satisfaz.

Como a diferença entre os valores de J e da expressão (9) está muito grande, deveríamos refazer os cálculos experimentando o diâmetro imediatamente inferior (3") para tentar chegar a uma solução mais econômica.

2.14 Cálculo do Diâmetro para Tubulações Parcialmente Cheias

Em todas as fórmulas para o escoamento de líquidos que vimos até agora, foi sempre suposto que a tubulação estivesse completamente cheia, trabalhando a plena seção. Essa é a situação que se verifica na quase totalidade das tubulações industriais.

Há, entretanto, algumas tubulações que funcionam como canais, apenas parcialmente cheias, com superfície livre contínua. É o caso, por exemplo, da maior parte das tubulações de esgotos e de drenagem. Como essas tubulações trabalham sem pressão, o escoamento se dá por simples efeito da gravidade; por essa razão, deve haver sempre um declive contínuo para garantir o escoamento. Em qualquer caso, a velocidade e, conseqüentemente, a vazão serão tanto maiores quanto maior for a declividade.

A cada tubulação e a cada valor da vazão corresponde uma certa perda de carga relativa. Para que uma determinada tubulação funcione com uma determinada vazão é necessário que coincidam os valores da declividade e da perda de carga relativa. Se a declividade for maior, a vazão e a velocidade terão valores maiores do que os supostos e vice-versa. Nos casos da prática devemos ter então a declividade igual ou um pouco superior ao valor da perda relativa calculada para a vazão desejada.

Existem muitas fórmulas para o cálculo de tubos parcialmente cheios. Uma das mais usadas é a de Manning, que se escreve:

$$V = \frac{1}{N}\sqrt[3]{\left(\frac{A}{P}\right)^2}\sqrt{S}. \tag{10}$$

Nessa fórmula temos:
V = velocidade em m/s.
N = coeficiente de atrito, adimensional.
A = área molhada de tubo, em m^2.
P = perímetro molhado do tubo, em m.
S = declividade ou perda de carga relativa, em m/m.

A fórmula de Manning é empírica e não-homogênea, só podendo ser empregada com as unidades acima indicadas.

O coeficiente de atrito varia com a natureza e o estado das paredes do tubo, e com a percentagem da área molhada sobre a área total da seção transversal do tubo. Há várias tabelas e gráficos que dão valores desse coeficiente.

A velocidade de escoamento deve ser suficientemente alta para provocar o carregamento das partículas sólidas em suspensão, evitando a formação de depósitos. Por outro lado, as velocidades muito altas dão problemas de erosão nas paredes, e resultam em declives muito fortes, difíceis de se conseguir na prática. Em esgotos industriais as velocidades geralmente adotadas vão de 1 a 1,5 m/s.

É preciso observar que a velocidade de escoamento deve ser capaz de carregar os sólidos mesmo quando a tubulação estiver trabalhando com pequena vazão, isto é, com área molhada menor do que a habitual.

2.15 Escoamento de Gases

O escoamento de gases é um problema bem mais complexo do que o de líquidos.

Da mesma forma que para os líquidos, o escoamento de um gás por uma tubulação resulta também em uma perda de energia (perda de carga), que é dissipada ao vencer as resistências opostas pelo atrito contra as paredes da tubulação e pela viscosidade do gás. Essa perda de energia traduz-se igualmente em uma queda de pressão, que se dá ao longo de toda a tubulação, no sentido do fluxo. Entretanto, como os gases são compressíveis, a queda de pressão provoca um aumento gradual da velocidade, havendo como resultado uma variação constante do volume específico do gás ao longo da tubulação. Percorrendo-se a tubulação, no sentido do escoamento, tem-se, assim, um aumento contínuo do volume específico e, portanto, uma diminuição contínua da densidade do gás. Tanto a queda de pressão como as variações da velocidade e do volume específico são funções das condições termodinâmicas do escoamento (escoamento adiabático, isotérmico ou politrópico), isto é, das trocas de calor com o exterior.

Nas tubulações usuais em instalações industriais, pode-se sempre desprezar o efeito do peso do gás dentro da tubulação [termo $H_1 - H_2$ na Eq. (2)], porque os gases são leves e as diferenças de cota em geral não são muito grandes. Como o termo devido à diferença de velocidades é também em geral desprezível, para efeitos práticos a diferença de pressões fica equivalente à perda de carga total. Por essa razão, em todas as fórmulas a seguir, a perda de carga total está considerada como equivalente à diferença de pressões.

Para que um gás se escoe através de uma tubulação, tem que existir uma diferença de pressões entre os pontos extremos da tubulação, capaz pelo menos de compensar a queda de pressão causada pelas perdas de carga. Como os gases são todos muito leves, não é possível o escoamento por simples efeito da gravidade.

A diferença de pressões entre os extremos da tubulação pode ser conseguida pelo aumento da pressão do gás, isto é, comprimindo-se o gás, ou por depressão, isto é, fazendo-se vácuo em um dos extremos da tubulação. Este último sistema só pode ser empregado em tubulações muito curtas e de grande diâmetro. Na maioria dos casos o escoamento é feito pela compressão do gás. O gás comprimido ocupa menos volume do que na pressão atmosférica; sendo assim, pode ser transportado através de uma tubulação de menor diâmetro, em velocidades mais baixas e, portanto, com perdas de carga também mais baixas. Por essa razão, o transporte de gases a longa distância só é econômico se a pressão inicial for elevada.

Para tubulações curtas, simples, ou pouco importantes, o dimensionamento do diâmetro pode ser feito, da mesma maneira que para os líquidos, pela simples comparação com as "velocidades econômicas", obtidas de tabelas de dados práticos.

No caso de tubulações não muito longas, nas quais a queda de pressão seja pequena (até 2% da pressão inicial), pode-se empregar para qualquer gás a fórmula de Darcy, já vista, entrando-se com a velocidade média. O coeficiente f será achado da mesma forma que para os líquidos, em função de R_n e de ε/d. O número de Reynolds será calculado com os valores médios do peso específico e da viscosidade, determinados em função de um valor médio arbitrado para a pressão.

Desde que a queda de pressão tenha um valor apreciável, o cálculo da perda de carga pela densidade média já não dá mais resultados satisfatórios. Várias fórmulas existem para esses casos, algumas das quais veremos a seguir.

A marcha de cálculo para o dimensionamento do diâmetro é semelhante à já vista para o caso dos líquidos. Como estamos desprezando a influência dos pesos e da diferença de velocidades, a condição de possibilidade de escoamento para a vazão suposta será dada por:

$$J < \frac{P_1 - P_2}{\gamma}$$

ou

$$\Delta P < P_1 - P_2$$

Sendo então conhecidas as pressões existentes ou necessárias em ambos os extremos da tubulação, basta calcular a queda de pressão, decorrente das perdas de carga, e comparar com a diferença de pressões entre os pontos extremos.

O cálculo das perdas de carga nos acidentes é em geral feito pelos comprimentos equivalentes, de maneira análoga ao que já vimos.

Geralmente, a ordem de grandeza dos erros que se tem no cálculo das perdas de carga para gases é maior do que no caso dos líquidos, devido à maior complexidade dos fenômenos envolvidos. É necessário, por isso, dar sempre uma boa margem de segurança, e, em cálculos importantes, é conveniente repetir-se o cálculo por mais de uma fórmula para se tentar chegar a um certo valor médio.

2.16 Fórmulas de Escoamento de Gases para Casos Especiais

O vapor d'água é um dos gases de maior importância industrial; por essa razão, foram desenvolvidas várias fórmulas especiais para o escoamento de vapor, dentre as quais uma das mais usadas é a de Babcock:

$$Q = 5.220\sqrt{\frac{\Delta P\,\rho\,d^5}{\left(1+\frac{3,6}{d}\right)L'}} \tag{11}$$

ou:

$$\Delta P = 0,0000000367\left(1+\frac{3,6}{d}\right)\frac{Q^2 L'}{\rho d^5} \tag{11a}$$

em que:

Q = vazão de vapor (lb/h).
ΔP = queda de pressão (perda de carga) entre os extremos da tubulação (psi).
ρ = peso de um pé³ de vapor nas condições de escoamento (lb).
d = diâmetro interno do tubo (pol.).
L' = comprimento equivalente da tubulação (pé).

O valor de ρ pode ser tirado de qualquer tabela de vapor em função da pressão média.

Com as fórmulas acima pode-se, arbitrando um determinado valor para o diâmetro, calcular a vazão máxima possível em função de uma perda de carga prefixada, ou calcular a perda de carga resultante de um determinado valor da vazão.

Para o escoamento de ar comprimido e de gases combustíveis (gás de iluminação, gás natural, gases de petróleo), é muito empregada a fórmula de Weymouth:

$$Q = 18,062\frac{T_0}{P_0}\sqrt{\frac{(P_1^2 - P_2^2)\,d^{5,33}}{\gamma T L'}} \tag{12}$$

em que:

Q = vazão (pés³/h), medida na pressão P_0 e temperatura T_0.
T_0, P_0 = temperatura e pressão de referência (°F absolutos, psia).
P_1, P_2 = pressões nos extremos da tubulação (psia).
d = diâmetro interno do tubo (pol.)
γ = densidade do gás em relação ao ar na temperatura de escoamento.
T = temperatura de escoamento (°F absolutos).
L' = comprimento equivalente da tubulação (milhas terrestres).

As temperaturas em °F absolutos valem °F + 460.

Quando o escoamento se dá em condições normais de temperatura e pressão, e se pode então admitir $T = T_0 = 60°$ F + 460, e $P_0 = 14,7$ psia, a fórmula simplifica-se, ficando:

$$Q = 27,95\sqrt{\frac{(P_1^2 - P_2^2)\,d^{5,33}}{\gamma L'}} \tag{12a}$$

3

A Tubulação Considerada como um Elemento Estrutural

3.1 Cargas que Atuam sobre as Tubulações

Do ponto de vista da Resistência dos Materiais, cada trecho de tubulação pode ser considerado como sendo um elemento estrutural, submetido a uma série de cargas e transmitindo outras tantas ao sistema de suportes e aos equipamentos ligados à tubulação.

São as seguintes as principais cargas — ou causas de cargas — agindo sobre uma tubulação:

1. Pressão interna exercida pelo fluido.
2. Pressão externa (tubulações em ambientes sob pressão ou operando com vácuo).
3. Peso próprio da tubulação, peso do fluido contido, das conexões, válvulas etc., integrantes da tubulação e do isolamento térmico. Em tubulações de vapor, ar e outros gases, deve ser considerado também o peso da água para o teste hidrostático, a menos que sejam previstos suportes provisórios adicionais para esse fim.
4. Sobrecargas diversas agindo sobre a tubulação, tais como peso de outros tubos, plataformas e estruturas apoiadas nos tubos, gelo e neve sobre os tubos, peso da terra, pavimentação e veículos (no caso de tubos enterrados), peso de pessoas sobre a tubulação etc.
5. Dilatações térmicas (ou contrações) da própria tubulação ou de outras tubulações ligadas à tubulação em questão, devido a variações de temperatura.
6. Movimentos de pontos extremos da tubulação causados por dilatação de outras tubulações, dilatação própria de equipamentos (tanques, vasos, bombas etc.) ligados à tubulação em questão, ou por outras causas: vento, movimento de marés etc.
7. Atrito da tubulação nos suportes.
8. Ações dinâmicas provenientes do movimento do fluido na tubulação, tais como golpes de aríete, acelerações, impactos etc.
9. Ações dinâmicas externas: vento, terremoto etc.
10. Vibrações.
11. Reações de juntas de expansão, devidas não só ao esforço necessário para impor deslocamentos às mesmas, como também ao efeito de pressão interna (empuxo).

12. Tensões decorrentes da montagem, tais como alinhamentos forçados, desalinhamentos e desnivelamento de suportes, tensões residuais de soldagem, aperto exagerado ou desigual de flanges e de roscas, erros de ajuste de suportes de molas etc.

13. Desnivelamento de suportes ou de vasos ou equipamentos ligados à tubulação, conseqüentes de recalque de fundações.

Evidentemente, tanto no projeto como na montagem deve-se, na medida do possível, evitar ou atenuar as tensões provenientes da maior parte dos fatores acima relacionados. Com esse objetivo procura-se, por exemplo:

1. Adotar vãos adequados entre os suportes.
2. Colocar válvulas, derivações pesadas e outras cargas concentradas importantes próximo aos suportes.
3. Limitar as sobrecargas.
4. Colocar os tubos enterrados na profundidade apropriada: quando a profundidade é exagerada, há peso excessivo de terra; quando é muito pequena, pode não ser suficiente para distribuir os pesos da pavimentação e da passagem de veículos.
5. Dar flexibilidade adequada ao sistema para reduzir os esforços oriundos das dilatações.
6. Colocar guias e contraventos para manter o alinhamento dos tubos.
7. Absorver as vibrações por meio de amortecedores, ancoragens ou juntas de expansão.
8. Colocar placas de deslizamento ou suportes de rolos nos casos em que o atrito for muito grande ou for prejudicial.
9. Executar a montagem com os devidos cuidados para reduzir os valores das tensões resultantes da montagem, como explicado no Cap. 15 do livro *Tubulações Industriais — Materiais, Projeto, Montagem*; exceto quando for previsto o pré-tensionamento (veja Item 5.6), os diversos trechos de tubulação devem ser montados sem esforço.
10. Projetar e construir convenientemente as fundações para que os recalques sejam mínimos.

Para tubulações de diâmetros normais, com velocidades dentro dos limites usuais (veja Item 1.10), e onde não existam válvulas de fechamento rápido, os efeitos dinâmicos provenientes do movimento do fluido são pequenos, e em geral não precisam ser considerados.

Em cada trecho de tubulação há geralmente a ação simultânea de algumas ou da maioria das cargas existentes. Devido ao grande número dessas cargas, à complexidade inerente a algumas delas, e também à variedade de configurações que podem ter as tubulações, o cálculo rigoroso da ação simultânea de todas as cargas que possam estar atuando é bastante difícil, e raramente justifica-se fazê-lo. Na prática, via de regra, faz-se apenas o cálculo das cargas predominantes, adotando-se tensões admissíveis inferiores às que o material permitiria, a fim de compensar os esforços não-considerados.

Nas tubulações cujo traçado e construção obedeçam à boa técnica, são em geral predominantes as tensões causadas pela pressão interna e pelas dilatações. Em tubulações de grande diâmetro e de baixa pressão e temperatura, podem ser predominantes as tensões devidas aos pesos.

Para a grande maioria das tubulações industriais, é necessário e suficiente considerar apenas as seguintes cargas:

— Pressão (interna ou externa).

— Pesos e sobrecargas.
— Efeito combinado das dilatações da própria tubulação e de outras tubulações ou equipamentos ligados à tubulação em questão, e dos movimentos dos pontos extremos da tubulação quando existirem (veja Item 5.4).

3.2 Tensões nas Paredes dos Tubos

No caso geral de um tubo submetido a uma série de cargas simultâneas, o estado de tensões em cada elemento da parede do tubo é caracterizado por três tensões normais e três tensões tangenciais de cisalhamento. As tensões normais usualmente consideradas são a tensão longitudinal S_l, a tensão circunferencial S_c e a tensão radial S_r, como mostra a Fig. 3.1. As tensões de cisalhamento S_t atuam em cada um dos planos ortogonais perpendiculares às tensões normais.

A tensão longitudinal S_l, que tende a romper o tubo ao longo de uma circunferência, é composta das seguintes parcelas:

— Tensão resultante da pressão.
— Tensão resultante das cargas axiais.
— Tensões localizadas devidas às restrições ou derivações soldadas aos tubos. Essas tensões podem ser de tração ou de compressão.

A tensão circunferencial S_c, que tende a romper o tubo ao longo de uma geratriz, é composta das seguintes parcelas:

— Tensão resultante da pressão (é geralmente a predominante).
— Tensões localizadas devidas às restrições ou derivações soldadas ao tubo. As tensões localizadas causam, freqüentemente, nos tubos de materiais dúcteis, pequenas deformações que aliviam e redistribuem essas tensões. como veremos no Item 3.3 a seguir

A tensão radial S_r é causada exclusivamente pela pressão; seu valor é geralmente baixo, e por isso costuma ser desprezado nos cálculos.

As tensões de cisalhamento que se desenvolvem no plano perpendicular ao eixo do tubo são provenientes dos momentos de torção. Esses momentos só têm valor apreciável nas tubulações não-planas, em geral como conseqüência das dilatações térmicas. As de-

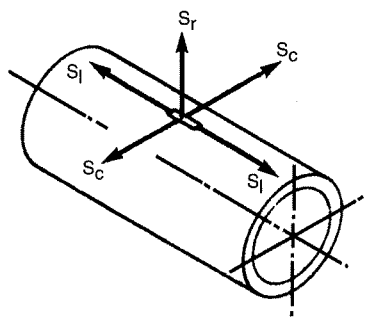


Fig. 3.1 Tensões na parede de um tubo.

mais tensões de cisalhamento são provenientes das diversas forças cortantes que atuam sobre o tubo.

No estudo da Resistência dos Materiais, diversas teorias foram desenvolvidas para relacionar a ruptura de um material com a ação combinada de várias tensões simultâneas. Para os materiais dúcteis, como é o caso de todos os aços e da maioria dos metais não-ferrosos, a teoria que melhor se ajusta aos dados experimentais é a denominada de "cisalhamento máximo", de Guest-Tresca. De acordo com essa teoria, a falha do material ocorre quando a tensão de cisalhamento máxima ultrapassar a metade do valor mínimo do limite de escoamento.

A tensão de cisalhamento máxima é igual à metade da diferença algébrica entre as tensões principais máxima e mínima. Assim, a falha do material será atingida quando:

$$\tau_{máx} = (\sigma_1 - \sigma_2)/2 = LE/2$$

onde:

$\tau_{máx}$ – Tensão de cisalhamento máxima
σ_1 – Tensão principal máxima
σ_2 – Tensão principal mínima
LE – Valor mínimo do limite de escoamento

Para os materiais não-dúcteis, como é o caso, por exemplo, do ferro fundido e dos ferros-ligados, a teoria da ruptura adotada é a denominada de "máxima tensão normal", de Rankine. Segundo essa teoria, a ruptura acontece quando a máxima tensão normal ($S_{máx}$) ultrapassar um determinado valor. Para esses materiais, a comparação será feita entre a tensão normal máxima e a tensão admissível, para cargas normais, na temperatura considerada.

3.3 Tensões Primárias e Secundárias. Relaxamento Espontâneo

As tensões que aparecem nas paredes de um tubo, em conseqüência dos diversos carregamentos, podem ser classificadas em duas categorias, denominadas tensões primárias e tensões secundárias.(*)

Como veremos a seguir, o comportamento das tensões primárias é completamente diferente do das tensões secundárias, e por esse motivo as normas de projeto consideram essas duas classes de tensões separadamente, inclusive com valores diferentes das tensões admissíveis, embora evidentemente estejam atuando de forma simultânea no material.

Denominam-se tensões primárias (*primary stress*) as tensões necessárias para satisfazer as condições de equilíbrio estático em relação aos diversos carregamentos externos agindo sobre a tubulação, tais como pressão interna ou externa, pesos, sobrecargas etc. Tensões secundárias são as que resultam não de carregamentos externos, mas do fato de a tubulação não ser nunca inteiramente livre de se dilatar, se contrair e se movimentar, em conseqüência das variações de temperatura e/ou dos movimentos de pontos extremos

(*) A partir da edição de 1976, a norma ASME B 31 denomina as tensões secundárias *tensões de deslocamento (displacement stress)*. A norma ASME B 31 (antigas ASA B 31 e ANSI B 31) é uma norma geral americana sobre tubulações pressurizadas (American Standard Code for Pressure Piping), contendo várias seções referentes a diversas classes de tubulações. Essa norma, que está detalhada no Cap. 17 do livro *Tubulações Industriais — Materiais, Projeto, Montagem,* será referida muitas vezes no decorrer deste livro. (Veja também Item 3.4.)

da tubulação. Essas tensões resultam portanto da existência de restrições geométricas no sistema (sistema constituído pela própria tubulação e por todas as outras tubulações e equipamentos a ela ligados), que impedem ou limitam a livre dilatação e/ou movimentação da tubulação. No caso ideal de uma tubulação inteiramente livre para dilatações e movimentos, essas tensões não existiriam, enquanto as tensões primárias devidas a pressão, pesos etc. existem sempre.

As tensões primárias têm como característica básica o fato de não serem autolimitantes e de terem um valor diretamente proporcional à carga de que se originam. Assim, se a carga aumenta, a tensão aumentará na mesma proporção, podendo chegar à ruptura do material. Outra característica dessas tensões é o fato de não serem aliviáveis com o correr do tempo.

As tensões secundárias, pelo contrário, tendem a diminuir de intensidade com o passar do tempo, em conseqüência do fenômeno do "relaxamento espontâneo" (*self-springing*), como será visto a seguir; essas tensões são também autolimitantes, tendo por valor máximo o valor do limite de escoamento do material.

Para entendermos o que é o relaxamento espontâneo, vamos ver o que se passa no caso simples de um tubo reto firmemente ancorado nos extremos (Fig. 3.2*a*). O aquecimento do tubo causa no primeiro momento fortes tensões internas e reações sobre as ancoragens (R_i). Rapidamente, porém, as tensões internas do tubo tornam-se suficientes para causar deformações (flambagem lateral, neste caso). Como essas deformações dão sempre como resultado um maior comprimento para o tubo, a conseqüência será uma diminuição no valor das reações sobre as ancoragens (R_e) e das tensões internas. Se o material estiver em temperatura de fluência, haverá uma outra redução das tensões, ao longo do tempo, devido às deformações por fluência. Quando depois o tubo for retirado de operação e resfriado, aparecerão tensões e reações de sentido contrário às forças R_e, que tenderão a encurtar o tubo, para fazê-lo voltar à forma original. A Fig. 3.3 mostra o gráfico das tensões, em função do tempo, em cada ciclo sucessivo de aquecimento e resfriamento, inclusive o efeito da fluência, quando for o caso. Vemos que a tensão de regime é menor do que a máxima inicial, e que o primeiro ciclo termina com uma tensão residual negativa, porque a queda de tensão com o resfriamento é igual ao aumento de tensão com o aquecimento inicial. O segundo ciclo de aquecimento começará então com esse valor de tensão negativa, e por isso a tensão máxima no início do segundo ciclo será menor do que a tensão inicial do primeiro ciclo. Repetindo os mesmos fenômenos, o segundo ciclo terminará com uma tensão residual negativa maior do que no primeiro ciclo. Com a repetição de vários ciclos, a tensão máxima positiva tende a diminuir assintoticamente, e a tensão máxima negativa tende a aumentar, também assintoticamente, de forma que depois

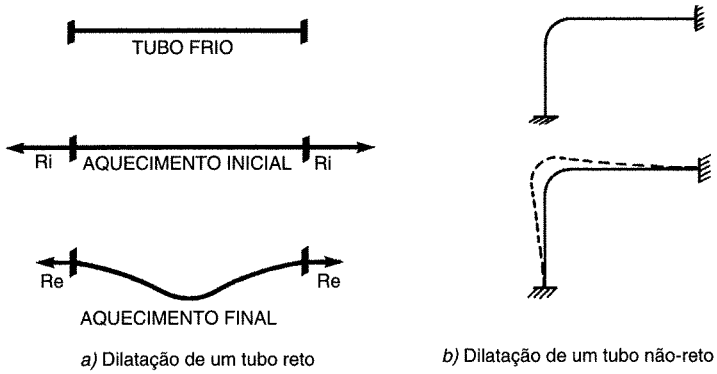


Fig. 3.2 (As dilatações estão exageradas)

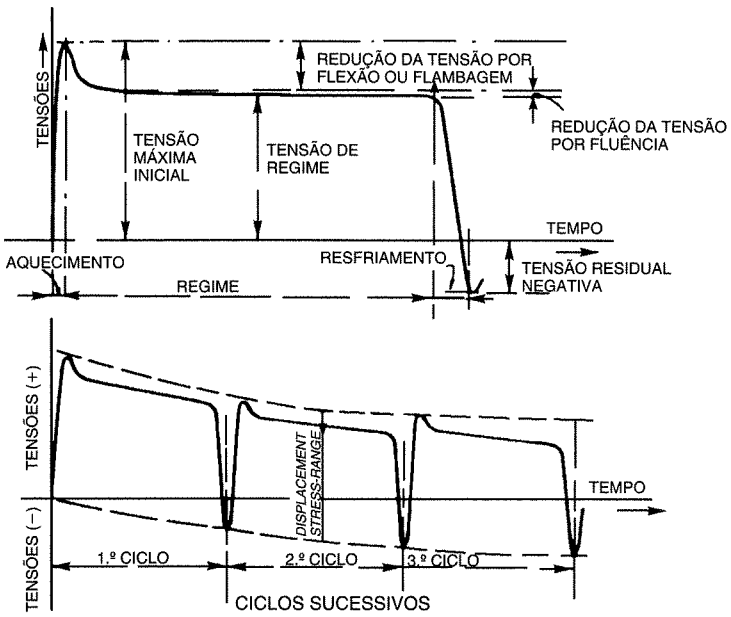


Fig. 3.3 Curva de variação das tensões em função do tempo.

de um certo tempo a tensão máxima positiva e a tensão máxima negativa tendem a se igualar; a amplitude de variação do máximo positivo ao máximo negativo (*displacement stress range*) permanece, entretanto, aproximadamente constante em todos os ciclos.

A esse fenômeno de redução das tensões de dilatação denomina-se relaxamento espontâneo da tubulação, e nada mais é do que uma acomodação do sistema para a situação de quente dilatado.

O relaxamento espontâneo ocorre sempre, qualquer que seja a configuração da tubulação, porque a configuração dilatada tem sempre um comprimento total maior do que o comprimento inicial (Fig. 3.2*b*), e assim aproxima-se do comprimento que teria se fosse livre de se dilatar, quando então o valor dessas tensões seria zero.

Deve ser observado que o relaxamento espontâneo é sempre um processo lento e desigual ao longo da tubulação. Nos níveis usuais de tensões e de temperaturas, o efeito de fluência, quando existente, é sempre pequeno, e portanto só se pode esperar a estabilização completa das tensões pelo relaxamento ao fim de um tempo bastante longo (muitos anos, às vezes). O relaxamento não é uniforme, porque começa primeiro e com mais intensidade nos pontos onde as tensões são maiores, fazendo com que depois de algum tempo o estado de tensões na tubulação fique muito complexo. Os ciclos de aquecimento e resfriamento também em geral não são rápidos: para a maioria das tubulações de processo, os ciclos de aquecimento e resfriamento correspondem aos períodos de funcionamento do sistema, entre cada duas paradas de manutenção ("campanhas", como são denominadas), e a duração média desses períodos é, em geral, de 12 a 18 meses.

As deformações permanentes devidas ao relaxamento não são graves, sendo perfeitamente toleráveis desde que os valores iniciais das tensões de dilatação sejam mantidos dentro de certos limites, como veremos adiante. É por esse motivo que a norma ASME B 31 permite que o valor inicial das tensões secundárias seja da ordem de grandeza do limite de escoamento do material, e portanto suficiente para causar deformações permanentes locais. Essas deformações podem, entretanto, ficar perigosas no caso de tubulações submetidas a ciclos sucessivos de aquecimento e resfriamento muito rápidos. Nesses ca-

sos, que são raros na prática, podem ocorrer trincas por fadiga devido à alternância rápida de deformações de sentidos contrários.

É evidente que só se pode admitir o alívio de tensões por deformações permanentes em materiais de boa ductilidade, como é o caso dos aços-carbono, aços-liga, aços inoxidáveis e a maioria dos metais não-ferrosos.

É fácil de ser entendido que as tensões primárias não são aliviadas com as deformações, quaisquer que sejam essas deformações. A tensão devida à pressão interna, por exemplo, causa como deformação um aumento no diâmetro, mas é evidente que essa deformação não tende a diminuir em nada o valor da tensão, que será sempre proporcional ao próprio valor da pressão.

Note-se também que o valor máximo que uma tensão secundária pode atingir é o limite de escoamento *LE*, porque um esforço maior terá como conseqüência simplesmente uma deformação maior, mantendo-se a tensão igual a *LE*. Por isso, o valor máximo possível para a *stress range* é o dobro de *LE*.

Para as tensões primárias, pelo contrário, não existe nenhum limite, podendo a tensão chegar até a ruptura, desde que o esforço seja suficientemente elevado.

3.4 Normas de Projeto de Tubulação

Normas de projeto são documentos normativos emitidos por sociedades de normalização técnica — governamentais ou privadas — ou por alguns projetistas ou usuários importantes de tubulações industriais, estabelecendo exigências e recomendações de boa prática, que devem ser obedecidas nos projetos de tubulações.

Essas normas foram feitas com a finalidade não só de padronizar e simplificar os projetos e os cálculos como principalmente de garantir condições mínimas de segurança para a operação de tubulações pressurizadas. A experiência comprovou que a observância dessas normas torna muito baixa a probabilidade de ocorrência de acidentes graves. Por essa razão, embora as normas raramente sejam de uso legal obrigatório, são em geral exigidas como requisito mínimo de segurança por quase todos os projetistas e usuários de tubulações industriais.

A extensão de assuntos abrangidos pelas normas de projeto é muito variável, diferindo bastante em cada caso. Essas normas contêm entretanto no mínimo o seguinte:

— Materiais que são considerados aceitáveis, aceitáveis com restrições, ou não-aceitáveis, para as diferentes classes de tubulações.
— Tensões admissíveis dos materiais, para as diferentes classes de tubulações, em diversas temperaturas.
— Critérios e fórmulas de cálculo, para o cálculo de espessura de parede e para o cálculo do efeito das dilatações e movimentos (cálculo de flexibilidade).
— Detalhes aceitáveis e não-aceitáveis de derivações, reforços, curvas em gomos e outros detalhes de tubulação.
— Procedimento de teste hidrostático, inclusive pressão de teste, e de outros ensaios e testes de tubulação.

A norma americana ASME B 31, detalhada no Cap. 17 do livro *Tubulações Industriais — Materiais, Projeto, Montagem,* já aqui citado, inclui ainda exigências e recomendações relativas à fabricação, montagem e inspeção de tubulações.

O campo de aplicação das normas é também variável: em geral não estão incluídas as tubulações sem pressão ou para pressões muito baixas [até 0,1 MPa ($\cong$ 1 kg/cm^2)], bem

como as destinadas a pressões extremamente altas [acima de 20 MPa (≅ 200 kg/cm²], que exigem tecnologia especial de cálculo e de construção; estão incluídas, entretanto, as tubulações para pressões externas (tubulações de vácuo).

A norma americana ASME B 31 (*American Standard Code for Pressure Piping*) abrange oito seções aplicáveis a cada uma das seguintes classes de tubulações:

— Seção B 31.1: Tubulações em instalações de geração de vapor.
— Seção B 31.2: Tubulações para ar e gases em indústrias.
— Seção B 31.3: Tubulações de processo.
— Seção B 31.4: Tubulações de transporte de óleos.
— Seção B 31.5: Tubulações de refrigeração.
— Seção B 31.8: Tubulações de transporte e distribuição de gases.
— Seção B 31.9: Tubulações em instalações prediais.
— Seção B 31.11: Tubulações para transporte de sólidos em suspensão.

Nenhuma norma de projeto destina-se a substituir ou a diminuir a responsabilidade do projetista, que continua, em qualquer caso, com a integral responsabilidade pelo projeto. O projetista não deverá por isso aplicar qualquer norma cegamente, e sim estudá-la com cuidado para verificar o seu campo geral e casos particulares de aplicação, e certificar-se de sua adequação a todas as condições da tubulação em questão.

3.5 Tensões Admissíveis e Coeficientes de Segurança

Denominam-se tensões admissíveis aos valores limites de tensões que se adotam para o cálculo da tubulação quando considerada como um elemento estrutural. Como já vimos, as tensões admissíveis são valores estabelecidos pelas normas de projeto para cada material e cada classe de tubulações. É evidente que as tensões admissíveis devem ser menores do que os limites de resistência e de escoamento do material na temperatura considerada, e assim, para todas as normas de projeto, essas tensões são o limite de resistência, ou o limite de escoamento, divididos por um certo número, que é o chamado coeficiente de segurança. Como a resistência de qualquer material diminui com o aumento de temperatura, a sua tensão admissível também diminuirá, até a temperatura limite de uso prático de cada material. Para temperaturas dentro da faixa de fluência, as normas de projeto consideram ainda a deformação permanente final residual, e por isso as tensões admissíveis terão também como limite a tensão que causa uma certa deformação — considerada aceitável — ao fim de um certo tempo.

São os seguintes os principais fatores que influenciam o coeficiente de segurança a adotar, e portanto as tensões admissíveis:

a) Tipo do material: Os materiais dúcteis podem ter menores coeficientes de segurança do que os materiais frágeis, porque os dúcteis escoam (deformam-se plasticamente) nos pontos de altas tensões, não havendo a ruptura súbita, sem deformação prévia, que é característica dos materiais frágeis.

b) Critério de cálculo: Quanto mais simplificados forem os cálculos, isto é, quanto mais importantes e numerosas forem as abstrações e simplificações feitas, maior terá de ser o coeficiente de segurança, para compensar essas abstrações e simplificações. Por essa razão, as normas que fixam tensões admissíveis estabelecem também, paralelamente, os critérios de cálculo que devem ser adotados.

c) Tipo de carregamento: Para a maioria dos materiais, as normas estabelecem tensões admissíveis diferentes para o efeito de tração, e para os efeitos de compressão e de cisalhamento.

Da mesma forma, devem-se ter limites diferentes para as tensões provenientes de carregamentos estáticos e para carregamentos dinâmicos, porque os carregamentos repetidos ou alternados, assim como os choques, vibrações e outras cargas dinâmicas, podem fazer o material romper-se por fadiga mecânica com tensões menores do que os carregamentos estáticos permanentes, exigindo portanto maiores coeficientes de segurança. As tensões admissíveis das normas referem-se sempre a cargas estáticas e permanentes; as normas fornecem, entretanto, coeficientes de redução para alguns tipos de cargas transitórias ou variáveis.

d) Variações nas condições de operação: Tanto a pressão como a temperatura de operação podem apresentar variações anormais imprevistas por várias causas: falhas em sistemas de proteção ou controle ou em sistemas de resfriamento, fluidos fora de especificação, reações exotérmicas anormais etc. As subidas anormais de pressão podem ser eficientemente controladas pelas válvulas de segurança e de alívio, mas, para os picos de temperatura, não existe nenhum dispositivo de segurança que impeça totalmente essas variações. Um aumento de pressão resulta em um aumento de solicitação sobre o material, assim como um aumento de temperatura resulta também em aumento de solicitação, devido à redução da resistência mecânica dos materiais com a temperatura. Todas essas variações têm de ser cobertas pelo coeficiente de segurança. Veja-se, sobre esse assunto, o Item 3.9, a seguir.

e) Incerteza nas qualidades do material: A determinação das características mecânicas dos materiais (limites de resistência e de escoamento, resistência à fluência etc.), em função das quais é fixada a tensão admissível, é sempre baseada em ensaios feitos em corpos de prova, que estatisticamente representam uma certa quantidade de material. É portanto provável que algumas parcelas do material tenham, de fato, características inferiores às supostas. Essa dispersão de valores é maior ainda no que se refere às características para temperaturas elevadas.

Por essa razão, as Especificações de Material (veja o livro *Tubulações Industriais — Materiais, Projeto, Montagem*, item 8.13) estabelecem também a amostragem que deve ser adotada em cada caso.

f) Desvios de forma devidos a defeitos de matéria-prima e de fabricação e de montagem: Existem sempre alguns desvios de forma geométrica nos tubos e em outras matérias-primas (ovalização de tubos, por exemplo), mesmo dentro das tolerâncias de fabricação. Do mesmo modo, por mais cuidadosas que sejam a fabricação e a montagem, sempre ocorrerão desvios entre as dimensões e formas de projeto e as finais da tubulação acabada. Tais são, por exemplo: desalinhamentos, raios de curvatura diferentes ou irregulares, defeitos e empenos de soldagem etc. Todos esses defeitos terão como conseqüência uma distribuição real de tensões diferente da teórica. Por esse motivo, as normas de projeto e as Especificações de Material fixam limites de tolerâncias para defeitos de matéria-prima e para desvios de fabricação e de montagem, bem como critérios de inspeção e aceitação.

g) Grau de segurança necessário: Os coeficientes de segurança dependem também do maior ou menor risco potencial da tubulação; nos casos em que uma falha ou acidente envolva grande risco, com prejuízos pessoais ou materiais, devem ser maiores os coeficientes de segurança.

Podemos ter, portanto, para um mesmo material, diversas tensões admissíveis, dependendo das circunstâncias para as quais essas tensões foram estabelecidas. Isto é, a tensão admissível *não é* uma característica do material; características do material são, por exemplo, os limites de resistência e de escoamento, a resistência à fluência, a ductilidade, a tenacidade, a resistência ao impacto ou à fadiga etc. Cada tensão admissível estará assim vinculada a determinado critério de cálculo, natureza dos carregamentos, classe de tubulação, exigências de fabricação, de montagem e de inspeção etc., e só deverá ser empregada dentro de todas essas condições.

3.6 Tensões Admissíveis da Norma ASME B 31

As diversas seções da norma ASME B 31 contêm tabelas que dão, para todos os materiais de tubulação que são aceitos pela norma, as tensões admissíveis em função da temperatura, até a temperatura limite de utilização de cada material. Os valores das tabelas são as "tensões admissíveis básicas", que devem ser adotadas para as tensões de tração, de compressão e de flexão provenientes de cargas estáticas e permanentes (tensões primárias). Para outros tipos de cargas, a norma estabelece as seguintes variações em relação às tensões admissíveis básicas.

— Tensões estáticas e permanentes de cisalhamento puro e de torção: 80% das tensões admissíveis básicas.
— Tensões secundárias, devidas às dilatações térmicas e a movimentos de pontos extremos: valores mais elevados, como veremos adiante.
— Tensões provenientes de cargas transitórias ou eventuais de curta duração, inclusive da ação do vento, do teste hidrostático e de condições anormais de operação. Permitem-se os seguintes acréscimos sobre a tensão admissível básica (fatores "k"):
  - Seção B 31.1: 15% para esforços que atuem durante até 10% do tempo, em 24 horas.
    20% para esforços que atuem durante até 1% do tempo, em 24 horas.
  - Seção B 31.3: 33% para esforços que atuem durante até 10 horas seguidas, com o máximo de 100 horas em um ano.
    20% para esforços que atuem durante até 50 horas seguidas, com o máximo de 500 horas em um ano.

Os acréscimos de tensões para curto período não são permitidos para os serviços denominados de "Categoria M", como definido pela norma ASME B 31, isto é, para tubulações destinadas a fluidos altamente tóxicos.

— Esforços cíclicos: A norma fornece alguns coeficientes de redução, como veremos mais adiante.

De uma forma resumida, e em alguns casos aproximada, são os seguintes os critérios de estabelecimento das tensões admissíveis básicas, para tubulações de aço, nas diversas seções da norma ASME B 31:

Na Tabela 3.1 temos para todos os casos:

LR: Valor mínimo do limite de resistência (ruptura) do material na temperatura considerada ou na temperatura ambiente, o que for menor.

LE: Valor mínimo do limite de escoamento do material na temperatura considerada ou na temperatura ambiente, o que for menor. Para os aços inoxidáveis e as ligas de níquel, deve-se utilizar 90% da tensão limite de escoamento à temperatura considerada.

Trfm: Tensão média para ruptura por fluência ao fim de 100 000 horas, na temperatura considerada.

Trf: Tensão mínima para ruptura por fluência ao fim de 100 000 horas, na temperatura considerada.

Tdfm: Tensão média que causa uma deformação por fluência de 0,01% ao fim de 1.000 horas, na temperatura considerada.

3.7 Critérios de Cálculo da Norma ASME B 31

Para as Seções 31.1, 31.3 e 31.5, a norma ASME B 31 estabelece o critério explicado a seguir, para o cálculo das tensões provenientes dos diversos esforços atuantes na tubulação. Deve ser observado que esse critério de cálculo foi modificado a partir da edição de 1973 dessa norma. Voltaremos a esse mesmo assunto nos Itens 5.9 e 5.10, no Cap. 5.

1. A tensão máxima devida à pressão interna ou externa (S_p máx.) não deve ultrapassar a tensão admissível básica do material na temperatura considerada (S_h): S_p máx. $\leq S_h$. A tensão máxima devida à pressão é, como veremos no Cap. 4, a tensão circunferencial.

2. A soma de todas as tensões primárias longitudinais provenientes da pressão, pesos, sobrecargas e quaisquer outras cargas permanentes (com exceção das tensões secundárias) deve ser inferior ao valor da tensão admissível básica do material na temperatura considerada:

$$\Sigma\, Se \leq S_h$$

3. A soma de todas as tensões longitudinais decorrentes de todas as cargas permanentes e transitórias (com exceção das tensões secundárias) deve ser inferior à tensão admissível básica do material na temperatura considerada, multiplicada pelo fator "k" de acréscimo, como detalhado no Item 3.6.

Para a Seção 31.1, nos cálculos indicados em 2 e 3 acima, as tensões, exceto as devidas à pressão, devem ser multiplicadas pelo fator $0{,}75i$, em que i é o fator de concentração de tensões aplicável a cada caso; o produto $0{,}75i$ não poderá ser inferior a 1,0.

4. A tensão combinada resultante das diversas tensões secundárias (dilatações, movimentos etc.) deve ser inferior ao valor S_a (*allowable displacement stress range*), dado pela seguinte expressão:

$S_a = f(1{,}25\, S_c + 0{,}25\, S_h)$, em que:

f : fator de redução para serviços cíclicos. Para tubulações com menos de 7 000 ciclos de aquecimento e resfriamento durante a vida útil, temos $f = 1$; quando o número de ciclos for maior do que 7 000 temos $f < 1$.

S_c : tensão admissível básica do material na temperatura mínima do ciclo de variação de temperatura; essa temperatura mínima é em geral a temperatura ambiente (37°C).

S_h : idem, na temperatura máxima desse ciclo, que é o maior valor possível de ser atingido pela temperatura da tubulação, considerando-se, além do funcionamento normal, todas as situações anormais ou eventuais que possam ocorrer (veja Itens 3.8 e 3.9).

Os valores de f, S_c e S_h estão dados em tabelas da norma.

Devemos ter, portanto: $S_e \leq S_a$.

Para a Seção 31.3, quando tivermos $\Sigma\, S_l < S_h$ (pelo cálculo 2 descrito acima), pode-se aumentar o valor de S_a, ficando-se com: $S_a = f[1{,}25(S_c + S_h) - \Sigma S_l]$.

Como pode ser observado, para o mesmo material e nas mesmas condições, teremos quase sempre $S_a > S_h$, isto é, o limite adotado pela norma para as tensões secundárias

é quase sempre bem maior do que o adotado para as tensões primárias, porque essas últimas não são autolimitantes, e para elas não existe o efeito de alívio do relaxamento espontâneo. No Cap. 5 voltaremos a este assunto com mais detalhes.

Os cálculos acima indicados devem ser feitos separadamente. Não há necessidade de se calcular a resultante da ação combinada de todas as cargas, porque as tensões admissíveis que constam nas tabelas foram estabelecidas levando-se em conta essa simplificação. Pelo texto da norma, esse critério de cálculo aplica-se a todos os materiais metálicos, dúcteis ou não-dúcteis; a compensação para a diferença de comportamento dessas duas classes de materiais já está levada em consideração nos valores tabelados das tensões admissíveis.

No caso particular das tubulações em centrais nucleares, abrangidas por uma antiga Seção 31.7 da norma, que foi cancelada, exige-se o cálculo rigoroso de todas as tensões pela teoria da elasticidade, com o emprego do "Método Analítico Geral", que veremos no Cap. 7.

Para as tubulações incluídas no âmbito das Seções 31.2, 31.4 e 31.8, a norma obriga apenas o primeiro cálculo acima referido, isto é, o cálculo da tensão máxima devida à pressão. Os outros cálculos podem ser dispensados porque essas tubulações são sempre enterradas e trabalham em temperaturas próximas do ambiente.

Nos casos de tubulações sujeitas a cargas consideráveis [pressões superiores a 20 MPa ($\cong$ 200 kg/cm^2), por exemplo], excessivamente rígidas, ou com diâmetro muito grande, recomenda-se que seja feito o cálculo rigoroso das tensões combinadas, como referido no Item 3.2, embora as normas não obriguem tais cálculos.

No Cap. 4, a seguir, veremos o cálculo das tensões devidas à pressão, aos pesos e demais cargas externas. O cálculo das tensões provenientes das dilatações térmicas será estudado nos Caps. de 5 a 7.

3.8 Pressão e Temperatura de Projeto

Chamam-se pressão de projeto (*design pressure*) e temperatura de projeto (*design temperature*) os valores da pressão e da temperatura considerados para efeito de cálculo e projeto da tubulação. Não devem ser confundidos com a pressão e temperatura de operação (ou de trabalho), que são as condições nas quais de fato deverá trabalhar a tubulação. Algumas tubulações industriais têm várias pressões e temperaturas de operação, isto é, estão sujeitas, em situação normal de funcionamento, a várias condições diferentes de trabalho.

Pressão de projeto — A norma ASME B 31 define pressão de projeto como sendo "a pressão interna (ou externa) correspondente à condição mais severa de pressão e temperatura simultâneas, que possam ocorrer em serviço normal", ou "a pressão que resulta, considerada com a respectiva temperatura simultânea, na maior espessura ou na maior classe de pressão de um componente da tubulação".

Suponhamos, por exemplo, uma tubulação de aço ASTM A 106 Gr. B que deva operar nas duas seguintes condições de pressões e temperaturas simultâneas: 1.ª 430°C a 3 MPa ($\cong$ 30 kg/cm^2) e 2.ª 45°C a 4 MPa ($\cong$ 40 kg/cm^2). Na tabela da norma ASME B 31.3, achamos as seguintes tensões admissíveis para essas temperaturas: 75,9 MPa ($\cong$ 759 kg/cm^2) e 140,6 MPa ($\cong$ 1406 kg/cm^2). Vemos, assim, que a primeira condição, embora tenha a pressão de operação mais baixa, representa uma condição mais severa de trabalho, porque a pressão de operação vale quase 4% da tensão admissível, enquanto que vale 2,8% para a segunda condição de operação. A pressão de projeto

para essa tubulação deverá ser, portanto, 3 MPa, valor com que se deverá entrar na fórmula para o cálculo da espessura de parede, juntamente com o valor de 75,9 MPa para a tensão admissível.

Em cada caso, na prática, deve-se fazer então a comparação entre as diversas pressões de operação e as tensões admissíveis do material, nas respectivas temperaturas.

Para cada condição diferente de trabalho, a pressão de operação deverá ser tomada como o maior dos dois seguintes valores (quando ocorrerem):

— Pressão de abertura de qualquer válvula de segurança ou de alívio que esteja ligada à linha ou ao sistema que contém a linha.
— Pressão máxima de recalque de bombeamento: para bombas centrífugas, será a pressão correspondente à condição de vazão nula (*shut off pressure*); para as bombas de êmbolo e demais bombas volumétricas será a pressão de parada da bomba (*stalling pressure*).

No caso de tubulações sujeitas à pressão externa, deve ser levada em conta a possibilidade de falha na pressão interna, e conseqüente aumento da diferença entre as pressões externa e interna.

Em tubulações onde houver possibilidade de ocorrência de golpes de aríete (pressões de choque), em conseqüência da parada brusca da circulação de um líquido, esse fato deve ser levado em conta na fixação dos valores das pressões máximas de operação. No caso de tubos de materiais não-dúcteis (ferro fundido, concreto etc.) as normas exigem que a pressão de projeto seja obrigatoriamente a soma da pressão máxima de operação com a pressão de choque. Para os tubos de materiais dúcteis (aços, metais não-ferrosos etc.), a pressão de choque será somada à pressão de operação apenas quando tiver valor apreciável. O cálculo rigoroso das pressões de choque é sempre bastante difícil, dependendo do comprimento e diâmetro do tubo, da velocidade e densidade do líquido, do material do tubo etc. Como primeira aproximação costuma-se tomar para a pressão de choque o valor de 1,2 MPa ($\cong$ 12 kg/cm^2), para cada m/s de velocidade do líquido. Por exemplo, para um tubo em que a velocidade do líquido seja 2 m/s, a pressão de choque será da ordem de 2,4 MPa ($\cong$ 24 kg/cm^2). Para os tubos de ferro fundido, os valores mínimos da pressão de choque, que devem ser considerados, independentemente da velocidade vão de 840 kPa ($\cong$ 8,4 kg/cm^2), para tubos de 4″ a 10″ de diâmetro, a 490 kPa ($\cong$ 4,9 kg/cm^2), para tubos de mais de 42″ de diâmetro.

A norma ASME B 31 exige que todos os tubos e demais componentes de qualquer tubulação sejam obrigatoriamente dimensionados para a pressão de projeto respectiva. A mesma norma exige também que todos os sistemas pressurizados sejam protegidos por válvulas de segurança ou de alívio, para evitar os possíveis surtos anormais de pressão. Entende-se por "sistema" o conjunto de tubulações e equipamentos interligados; como os equipamentos (tanques, vasos reatores, torres etc.) representam os maiores volumes de fluido a ser descarregado, essas válvulas estão geralmente acopladas a esses equipamentos, protegendo também as tubulações.

Temperatura de projeto — A norma ASME B 31 define como temperatura de projeto a temperatura de operação correspondente à pressão de projeto. A temperatura de projeto é a que deve ser considerada para efeito de cálculo da espessura de parede, cálculo das tensões nos tubos resultantes de quaisquer esforços e demais cálculos estruturais.

Para o cálculo das dilatações térmicas, e dos esforços resultantes das mesmas, emprega-se *sempre,* como veremos no Cap. 5, a *mais alta temperatura* que possa ocorrer na tubulação, ainda que eventualmente ou por pouco tempo, independentemente do valor simultâneo que tenha a pressão.

A temperatura de projeto da linha é às vezes tomada, por alguns projetistas, como sendo 30°C acima da maior temperatura que o fluido circulante atinge em condições normais de operação.

A temperatura de projeto é sempre relacionada à temperatura do fluido circulante. A norma admite, entretanto, que sejam adotadas, para a temperatura dos tubos e dos acessórios, as seguintes percentagens da temperatura do fluido:

a) Tubulações sem isolamento térmico com temperaturas superiores a 0°C:
— Tubos, válvulas e conexões rosqueadas: 95% da temperatura do fluido.
— Flanges, válvulas e conexões flangeadas: 90% da temperatura do fluido.
— Flanges, válvulas e conexões "lap-joint": 85% da temperatura do fluido.
— Parafusos, estojos e porcas dos flanges: 80% da temperatura do fluido.

b) Tubulações com isolamento térmico com temperaturas superiores a 0°C:
— Isolamento térmico externo: deve ser tomada sempre a mesma temperatura do fluido.
— Isolamento térmico interno: deve ser tomada a temperatura do fluido corrigida da perda de calor conseqüente da passagem através do isolamento.

Para as tubulações com temperaturas inferiores a 0°C, a norma exige que a temperatura considerada para o material seja sempre a temperatura mínima do fluido.

3.9 Condições Transitórias de Trabalho de uma Tubulação

No estabelecimento das condições de projeto devem ser consideradas todas as situações, mesmo transitórias ou eventuais, a que a tubulação possa estar sujeita. Por essa razão, quem faz o projeto deve conhecer todas as fases de funcionamento da instalação, inclusive as situações anormais que possam acontecer. Existem muitas situações transitórias anormais que podem resultar em pressões e/ou em temperaturas muito mais severas do que a operação normal. Podemos citar, entre outras, as seguintes situações transitórias desse tipo:

a) Período transitório de partida de um sistema, até ser atingida e estabilizada a condição normal de operação, e também período de parada do sistema, inclusive paradas de emergência, quando muitas vezes acontecem flutuações maiores de temperatura e/ou de pressão.

b) Falhas em sistemas de proteção ou de controle, bem como erros de operação (abertura ou fechamento indevidos de uma válvula, por exemplo).

c) A paralisação repentina da circulação de um líquido causa uma sobrepressão (golpe de aríete), a que já nos referimos no item anterior.

d) A parada brusca da circulação de um líquido pode causar, também, um vácuo a jusante do ponto onde se deu a parada.

e) O resfriamento de gases contidos em uma tubulação provoca uma queda de pressão que pode também produzir um vácuo.

f) A expansão de um líquido contido em uma tubulação, por efeito do aumento de temperatura, pode gerar pressões elevadíssimas, dentro dos tubos, caso o líquido esteja bloqueado e não existam dispositivos de segurança para alívio de pressão. Esse caso é importante em tubulações que permaneçam sempre cheias de líquido, mesmo quando fora de operação; nessas tubulações podem aparecer pressões perigosas pelo simples aquecimento ao sol.

A título de exemplo, podemos citar uma experiência feita pela firma "Crane Co.", na qual a pressão subiu cerca de 900 kPa ($\cong$ 9 kg/cm^2) para cada °C de elevação da temperatura do líquido bloqueado dentro de um tubo. Como o aquecimento pelo sol pode causar facilmente uma elevação de temperatura da ordem de 30°C, resultaria, nas condições da experiência, um violento aumento de pressão de cerca de 27 MPa ($\cong$ 270 kg/cm^2). Veja-se sobre assunto o Item 10.9.13, Cap. 10 do livro *Tubulações Industriais — Materiais, Projeto, Montagem.*

g) A pressão pode também se elevar consideravelmente quando há vaporização anormal de um líquido em uma tubulação. Essa vaporização pode ser proveniente de muitas causas, tais como aquecimento excessivo, falha no sistema de resfriamento, líquidos mais voláteis do que o normal etc.

h) O congelamento de líquidos dentro de uma tubulação pode também provocar um aumento de pressão, porque o sólido formado entope o sistema; no caso da água, há ainda o efeito de aumento do volume do gelo, que causa pressões elevadíssimas na tubulação.

i) A descompressão rápida de gases liquefeitos comprimidos causa sempre um abaixamento considerável da temperatura. Se tivermos, por exemplo, um escapamento de um gás liquefeito para a atmosfera, seja por um vazamento qualquer, seja pela abertura de uma válvula de segurança etc., no ponto onde há o escapamento, a temperatura pode atingir o valor da temperatura de ebulição do gás na pressão atmosférica (− 50°C, por exemplo, para o propano líquido), e portanto inferior à temperatura de fragilização do aço-carbono. O mesmo fenômeno de abaixamento da temperatura pode também ocorrer a jusante de válvulas que produzem uma grande queda de pressão, tais como válvulas redutoras de pressão, algumas válvulas de controle etc.

Além das situações anormais de operação, devem ainda ser consideradas todas as circunstâncias, mesmo eventuais ou transitórias, que possam ocorrer fora do regime de operação. Essas situações correspondem freqüentemente a condições também mais severas de temperatura ou pressão. Tais são, por exemplo, as situações de pré-aquecimento, lavagem com vapor (*steam-out*), limpeza química etc. É necessário, entretanto, bastante bom senso e prática na consideração de todas essas circunstâncias porque, se por um lado a segurança exige que a tubulação possa resistir à pior situação que venha a ocorrer, por outro lado seria antieconômico projetar-se uma tubulação para uma situação muito improvável de acontecer, embora teoricamente possível (ocorrência de terremotos ou ciclones, por exemplo, em regiões não normalmente sujeitas a esses fenômenos). São no entanto freqüentes os casos de tubulações projetadas para condições eventuais mais severas e muito diferentes das condições normais de operação.

Já fizemos referência ao fato de que carregamentos cíclicos ou variáveis podem dar origem a rupturas por fadiga do material. A norma ASME B 31 considera "serviço cíclico severo" aquele em que se tenha o número de ciclos maior que 7 000, durante a

vida útil da tubulação. Para as tubulações classificadas como serviço cíclico severo, dentro desse critério, são feitas várias exigências especiais, como restrição no emprego de curvas em gomos e de alguns tipos de derivações soldadas, restrições de materiais etc. Note-se que na prática são muito raras as tubulações consideradas como de serviço cíclico severo, porque seria necessário, por exemplo, a ocorrência de pelo menos um ciclo completo de carregamento por dia, durante 20 anos, situação esta muito difícil de acontecer.

É importante observar que o material da tubulação deve ser satisfatório para o trabalho em toda a faixa possível de variações de temperatura, ainda que as temperaturas extremas se dêem eventualmente ou por pouco tempo.

4

Cálculo da Espessura de Parede, Cálculo de Componentes de Tubulação e do Vão entre Suportes

4.1 Cálculo da Espessura de Parede em Função da Pressão Interna

Considerando-se um cilindro de parede delgada sujeito a uma pressão interna, deduzem-se teoricamente as seguintes expressões para as tensões desenvolvidas na parede (tensões de membrana):

$$S_{ct} = \frac{P\,d_m}{2\,t}; \qquad S_l = \frac{P\,d_m}{4\,t}, \tag{1}$$

em que:

S_{ct} = tensão circunferencial de tração (tendendo a romper o cilindro segundo uma geratriz).

S_l = tensão longitudinal de tração (tendendo a romper o cilindro segundo uma circunferência).

P = pressão interna; d_m = diâmetro médio do cilindro.

t = espessura da parede.

Essas fórmulas foram deduzidas para cilindros cuja espessura de parede seja desprezível em relação ao diâmetro; na prática, os resultados podem ser considerados satisfatórios desde que o diâmetro externo seja maior do que 6 vezes a espessura da parede, o que se verifica na imensa maioria dos tubos de emprego corrente.

Vemos pelas fórmulas que $S_{ct} = 2S_l$, isto é, para igualdade de condições, a tensão circunferencial é o dobro da tensão longitudinal; portanto, a tensão S_{ct} será a tensão limitante. Se dermos a S_{ct} o valor da tensão admissível do material do tubo (S_h), obteremos a expressão da espessura mínima (t_m) que precisará ter o tubo para resistir à pressão interna:

$$t_m = \frac{P\,d_m}{2\,S_h}. \tag{2}$$

As fórmulas acima, quando apresentadas em função do diâmetro externo D, em lugar do diâmetro médio, são conhecidas como "fórmula de Barlow".

Como conseqüência da pressão interna, haverá ainda uma tensão radial S_r, cujo valor é sempre bem menor do que os das outras tensões, e por isso não é geralmente considerada.

Quando a relação D/t estiver compreendida entre 4 e 6, recomenda-se o emprego da fórmula de Lamé:

$$t = \frac{D}{2}\left(1 - \sqrt{\frac{S_h - P}{S_h + P}}\right) \tag{3}$$

Para tubos de parede espessa, a tensão máxima S_{ct} devido à pressão interna pode também ser calculada pela fórmula de Clavarino, em que D é o diâmetro externo, d o diâmetro interno e λ o módulo de Poisson do material:

$$S_{ct} = P\,\frac{d^2(1 - 2\lambda) - D^2(1 - \lambda)}{D^2 - d^2}$$

Como a espessura dos tubos não depende das características particulares de cada tubulação (isto é, da configuração geométrica e do comprimento da tubulação, bem como da quantidade e tipo de acidentes), o cálculo da espessura pode ser feito previamente, para cada "serviço" e cada diâmetro, em lugar de ser feito para cada tubulação em particular. Um "serviço" é caracterizado por um determinado material de tubulação e determinados valores de pressão e de temperatura, de onde se deduz a tensão admissível do material. Esse é o procedimento usual de projetistas e de usuários de tubulações industriais, que fazem o cálculo de espessuras de uma vez por todas, para a elaboração das "Especificações de Material de Tubulação", que são documentos válidos para qualquer projeto. (Veja Item 8.13, do livro *Tubulações Industriais — Materiais, Projeto, Montagem,* já citado.) Evita-se, desse modo, o trabalho repetitivo de calcular a espessura para cada tubulação.

O cálculo direto de espessura para uma determinada tubulação pode entretanto ser necessário pelo menos nos seguintes casos:

1. A tubulação não possa ser enquadrada em nenhuma Especificação de Material de Tubulação existente que determine espessuras de parede.
2. A pressão ou as demais cargas agindo sobre a tubulação (pesos, sobrecargas, ações dinâmicas etc.) forem consideráveis.
3. Existirem razões fundadas de dúvida de que as tensões nas paredes dos tubos estejam próximas do máximo admissível.
4. A tubulação for de material muito caro, em que haja o máximo interesse de economia de peso.
5. O diâmetro ou o comprimento forem muito grandes, justificando-se o cálculo direto para uma possível economia de material.

Note-se que para pressões baixas, em temperatura ambiente ou moderada — quando a tensão admissível dos materiais é elevada —, a espessura calculada para a pressão resulta em geral muito pequena, ficando o tubo incapaz de resistir ao próprio peso e ao peso do fluido contido, para vencer, como viga, o vão normal entre suportes. (Veja *Tubulações Industriais — Materiais, Projeto, Montagem*, Item 10.3.) Em particular, no caso de pressão atmosférica (pressão nula), a espessura resultaria nula pelas fórmulas acima citadas, o que não é possível. Os tubos de parede muito fina estão também sujeitos a falhas por vibração e por corrosão, mesmo em serviços de corrosão moderada.

Por todos esses motivos, é prática geral adotarem-se espessuras mínimas — denominadas espessuras mínimas estruturais — sempre que a espessura calculada para a pressão resultar inferior a esse mínimo. Para tubos de aço-carbono e aços de baixa liga, são as seguintes as espessuras mínimas estruturais geralmente adotadas:

— Diâmetros nominais até 1 ½″, inclusive: série 80.
— Diâmetros nominais de 2″ a 12″, inclusive: série 40.
— Diâmetros nominais de 14″ ou maiores: 9 mm (3/8″).

As espessuras que constam nas "Especificações de Material de Tubulação", acima citadas, seguem esse critério de espessuras mínimas estruturais, sempre que a espessura calculada para a pressão resultar menor.

É importante observar que as tabelas usuais de vãos entre suportes (como o exemplo mostrado na Fig. 10.8, Cap. 10 do livro *Tubulações Industriais — Materiais, Projeto, Montagem)* costumam considerar as espessuras mínimas estruturais, e portanto, caso sejam adotadas menores espessuras para alguma tubulação, os vãos entre suportes deverão ser diminuídos. Para tubos de materiais de alto preço (aços inoxidáveis, liga de Ni etc.), pode ser mais econômico adotar a espessura mínima compatível com a pressão, ainda que seja necessário aumentar o número de suportes.

Em qualquer cálculo de espessura de paredes, deve sempre ser levado em conta o custo relativo dos materiais. Freqüentemente, com o uso de um material um pouco mais caro e de tensão admissível mais elevada, consegue-se uma espessura bem menor, com grande economia de peso e de preço. Para serviços corrosivos, às vezes uma boa economia pode ser conseguida com o emprego de um material mais barato, deixando-se, em compensação, maior margem para corrosão (veja Item 4.2, a seguir).

4.2 Cálculo da Espessura de Parede de Acordo com a Norma ASME B 31

O American Standard Code for Pressure Piping (ASME B 31) estabelece, para o cálculo da espessura mínima de tubos sujeitos à pressão interna, as seguintes fórmulas, equivalentes entre si, e derivadas da fórmula teórica vista no item anterior:

$$t=\frac{PD}{2\,(S_h E+PY)}+C, \quad \text{ou} \quad t=\frac{Pd}{2\,(S_h E+PY-P)}+C \tag{4}$$

em que:

P = pressão interna de projeto.
D = diâmetro externo; d = diâmetro interno.
S_h = tensão admissível do material na temperatura de projeto.

E = coeficiente de eficiência de solda, válido para o caso dos tubos com costura; para os tubos sem costura, $E = 1{,}0$. São os seguintes os valores desse coeficiente de acordo com a norma ASME B 31:

Tubos com costura por solda de topo, totalmente radiografada: $E = 1{,}0$
Tubos com costura por solda de topo, radiografia parcial: $E = 0{,}90$
Idem, sem radiografia, solda pelos dois lados: $E = 0{,}85$
Idem, idem, solda por um só lado: $E = 0{,}80$

Y = coeficiente de redução de acordo com o material e a temperatura do tubo. Para tubos de aço-carbono e de outros aços ferríticos, em temperaturas até 485°C (900°F), temos $Y = 0{,}4$, e para tubos de ferro fundido $Y = 0$. Os valores desse coeficiente estão também tabelados na norma ASME B 31.

C = soma das margens para corrosão, erosão, e abertura de roscas e de chanfros.

Essas fórmulas, embora sejam empíricas, podem ser empregadas com qualquer sistema de unidades, desde que seja homogêneo.

A referida norma recomenda o emprego das fórmulas acima para todas as classes de tubulações industriais sujeitas à pressão interna, abrangidas nas diversas seções da norma, exceto para as tubulações em que $P/SE > 0{,}385$ ou em que $t > D/6$, que necessitam de cálculo especial para a determinação da espessura.

Excluem-se também do uso dessas fórmulas as tubulações enterradas de baixa pressão (até 0,3 MPa $\cong$ 3 kg/cm^2 ou 50 psig), para água, gás, esgotos etc., que devem ser calculadas como explicado no Item 4.4.

Embora as fórmulas sejam deduzidas para tubos retos, as normas permitem a sua aplicação para tubos curvos, desde que a ovalização ou o adelgaçamento de paredes resultantes do processo de encurvamento não sejam superiores a 8% do diâmetro e da espessura de paredes, respectivamente.

A margem para corrosão e erosão depende do material do tubo, da natureza do serviço e da vida esperada que deva ter a tubulação. Essa margem será teoricamente o produto da taxa anual de corrosão pelo número de anos de vida útil considerada; para tubulações em geral, uma vida útil de 10 a 15 anos costuma ser satisfatória. Em falta de outros dados, é usual adotar-se para tubulações de aço-carbono e aços de baixa liga um valor mínimo de 1,2 mm para essa margem, aumentando-se para 2,0 mm, no caso de serviços de média corrosão, e para até 4,0 mm, no caso de serviços de alta corrosão. Não é usual margens de mais de 4,0 mm, devido ao acréscimo de peso que resultaria, obrigando, como conseqüência, a diminuir o vão entre suportes.

A margem para abertura de rosca, ou para superfícies usinadas (quando for o caso) costuma ser tomada como sendo a maior profundidade da rosca ou do chanfro, mais 0,4 mm, a menos que seja especificado outro valor.

Devemos considerar ainda a tolerância de variação de espessura de parede devido à fabricação dos tubos. Essa tolerância varia com o material, o processo de fabricação e o fabricante; para tubos de aço sem costura esse valor é ± 12,5% da espessura nominal. Por essa razão, a fórmula final para a espessura mínima necessária, incluindo essa tolerância, será:

$$t_m = \frac{1}{1-0{,}125}\ t = 1{,}143\left[\frac{PD}{2\ (S_hE\ +\ PY)} + C\right]$$

Para calcular a tensão máxima S que está ocorrendo em um tubo de espessura t quando submetido à pressão interna P, emprega-se a seguinte expressão, deduzida diretamente da fórmula acima:

$$S = \frac{P[1{,}143\,D + Y(2{,}286\ C - 2\,t)]}{2\ E(t - 1{,}143\ C)}$$

É interessante fazer-se uma comparação entre a espessura calculada para a pressão, pelas fórmulas acima, e a espessura mínima estrutural, no caso de pressões muito baixas. Tomemos, para exemplificar, um tubo de diâmetro nominal 10″, de aço-carbono ASTM A 53 Gr. B [tensão admissível 140,6 MPa (≅ 1.406 kg/cm²), na temperatura ambiente], para uma pressão de 1 MPa (≅ 10 kg/ cm²). A espessura calculada pela fórmula (4) será de apenas 0,96 mm + C, ou seja, 2,16 mm, considerando-se uma margem para corrosão de 1,2 mm. A espessura mínima estrutural recomendada para esse tubo é a "Série 40", que corresponde a 9,27 mm.

4.3 Exemplo Numérico

Vamos dimensionar a espessura mínima necessária de parede de uma tubulação, para resistir à pressão interna. Os dados são os seguintes:

— Diâmetro nominal: 8″; diâmetro externo: D = 8,625″.
— Pressão de projeto: P = 800 psig; temperatura de projeto: T = 600°F.
— Margem para corrosão: C = 0,05″; material: aço-carbono.
— Tubulação regida pela norma ASME B 31.3.

Os coeficientes E e Y da normal ASME B 31.3 valem:

$$E = 1{,}0; \qquad Y = 0{,}4.$$

Vamos inicialmente supor o tubo de aço sem costura ASTM A 53 Gr.A, cuja tensão admissível na temperatura de projeto é:

S_h = 12 350 psi (tirada da tabela da norma para T = 600°F).
Aplicando a fórmula (4):

$$t = \frac{PD}{2(S_h\ E + PY)} + C = \frac{800 \times 8{,}625}{2(12.350 \times 1{,}0 + 800 \times 0{,}4)} + 0{,}05 = 0{,}310''.$$

Considerando a tolerância de fabricação de 12,5%, teremos:

$$t_m = 1{,}143\ t = 1{,}143 \times 0{,}310 = 0{,}354''.$$

Teremos que adotar o tubo série 80 (espessura 0,500″, peso 43,4 lb/pé), ou o tubo série 60 (espessura 0,406″, peso 35,6 lb/pé), de fabricação rara, se puder ser encontrado.

Vejamos a espessura necessária sendo agora o tubo de aço-carbono de melhor qualidade, ASTM A 53 Gr.B. Para a mesma temperatura de 600°F, a tensão admissível será agora: S_h = 15 000 psi.

Teremos então:

$$t = \frac{800 \times 8{,}625}{2\ (15500 \times 1{,}0 + 800 \times 0{,}4)} + 0{,}05 = 0{,}258''.$$

Considerando a tolerância de fabricação: $t_m = 1{,}143 \times 0{,}258 = 0{,}294''$. Poderá ser adotado o tubo série 40 (espessura 0,332", peso 28,6 lb/pé). Será provavelmente mais econômico adotar o tubo de aço A 53 Gr.B, que é pouco mais caro do que o de aço A 53 Gr.A, ainda que desse material se conseguissem encontrar tubos série 60 (dependendo evidentemente da quantidade, isto é, do comprimento total da tubulação).

4.4 Espessura de Parede para Tubulações Enterradas e para Tubulações Sujeitas à Pressão Externa

Para as tubulações enterradas de baixa pressão, o cálculo de espessura de parede, quando for necessário, deverá ser feito em função das sobrecargas agindo sobre os tubos, e não em função da pressão interna. As sobrecargas que atuam sobre os tubos são devidas ao peso da terra e ao peso dos veículos (transmitido através da terra), quando se tratar de tubulações enterradas em ruas ou em estradas.

A ação do peso da terra pode ser calculada pela seguinte fórmula:

$$W = Cg\,B^2, \tag{5}$$

em que:

W = carga sobre o tubo (N/m).
C = coeficiente que depende da natureza do solo e da relação entre a profundidade e largura da trincheira. Esse coeficiente está tabelado na norma H-1 da AWWA (American Water Works Association).
g = peso específico da terra (N/m^3)
B = largura da trincheira (m).

Para a avaliação das cargas provenientes da passagem de veículos é difícil apresentar qualquer cálculo simplificado, devido ao grande número de fatores muito variáveis. Como essas cargas são de natureza eventual, as normas não exigem que elas sejam somadas a todas as outras cargas: devem ser consideradas alternativamente com as cargas devidas ao golpe de aríete, isto é, considera-se apenas as que forem maiores dessas duas cargas.

Os tubos de parede rígida comportam-se diferentemente dos tubos de parede flexível, quando submetidos ao peso de terra, porque estes últimos deformam-se, aliviando as tensões na parede. Para o cálculo dos tubos de parede rígida (ferro fundido e concreto, por exemplo) existe um método desenvolvido na norma H-1 da AWWA (American Water Works Assoc.), e adotado também na norma NBR 11185 da ABNT. O cálculo do peso de terra sobre tubos de parede flexível (tubos de aço) está descrito na norma M-11 da AWWA.

O cálculo dos tubos sujeitos à pressão externa é bem mais difícil do que o caso da pressão interna, porque devem ser levados em conta os efeitos de colapso devido à compressão que se exerce na parede dos tubos. Para este cálculo, incluindo, quando necessário, o dimensionamento de anéis de reforço, a norma ASME B 31 determina que seja seguido o procedimento delineado no código ASME Seção VIII, Div. 1 (para vasos de pressão).

A pressão de colapso, isto é, a pressão externa capaz de causar o colapsó do tubo, pode ser calculada pela seguinte fórmula:

$$P_c = \frac{2E}{1-\lambda^2}\left(\frac{t}{D}\right)^3, \tag{6}$$

em que E é o módulo de elasticidade e λ é o módulo de Poisson do material.

Essa fórmula é válida apenas para tubos de seção perfeitamente circular; qualquer pequena ovalização faz diminuir muito o valor da pressão de colapso. Uma ovalização de 1%, por exemplo, pode fazer diminuir até em 25% essa pressão. Esse ponto tem de ser levado sempre em consideração porque os tubos fabricados correntemente têm muitas vezes uma ovalização superior a 1%.

A espessura t da parede do tubo deve ser escolhida de forma que a pressão externa a que o tubo esteja submetido seja menor do que a pressão de colapso. Todos os tubos de parede muito fina (em que $D/t > 150$), enterrados ou não, devem ser obrigatoriamente calculados para o colapso, porque podem sofrer esse efeito, pela simples ação da pressão atmosférica, se ficarem, ainda que acidentalmente, submetidos a vácuo parcial.

4.5 Cálculo de Componentes de Tubulação

Os acessórios usuais de tubulação raramente necessitam ser calculados. Na maioria das vezes essas peças são, como explicado no Cap. 5 do livro *Tubulações Industriais — Materiais, Projeto, Montagem,* elementos padronizados, comprados prontos, e cujas pressões admissíveis de trabalho são especificadas pelas normas, e portanto previamente conhecidas.

Há casos entretanto em que é necessário o cálculo direto de alguns componentes de tubulação, dimensionados para o efeito de pressão interna (ou externa). Esses casos são por exemplo:

— Cálculo de reforços em derivações soldadas (bocas-de-lobo) e em outras aberturas feitas nas paredes dos tubos.
— Cálculo das curvas em gomos.
— Cálculo de flanges e flanges cegos: Flanges de diâmetro muito grande (acima dos tamanhos padronizados, ou fabricados especialmente por motivo de economia), flanges para pressões muito baixas (caso em que os flanges normalizados seriam antieconômicos), ou para pressões extremamente altas, e flanges de materiais especiais de alto custo.
— Cálculo de tampões (diâmetros acima dos tamanhos padronizados).

De acordo com a norma ASME B 31, os anéis de reforço em bocas-de-lobo e outras aberturas são dimensionados de forma que a soma das áreas da seção transversal do reforço seja pelo menos igual à área da seção transversal do corte feito na parede do tubo ($d \times t$), como mostra a Fig. 4.1. A espessura "t" para esse cálculo é apenas a "espessura de pressão do tubo", isto é, a espessura mínima para a pressão, calculada como descrito no Item 3.2, excluindo-se portanto a margem para corrosão e qualquer acréscimo que haja para ajustar a uma espessura comercial de tubos ou à espessura mínima estrutural. O raio D do reforço não poderá ser maior do que o diâmetro d da abertura. A diferença a mais que haja entre a espessura real do tubo e a espessura mínima para a pressão poderá ser considerada como área de reforço, e por esse motivo em muitos casos os anéis de reforço não são necessários.

Esses anéis de reforço destinam-se a proporcionar uma área adicional de material para reduzir os efeitos de concentração de tensões e deformações nos bordos da abertura.

Quando o tubo-tronco for um tubo com costura, deve-se levar em conta, no cálculo do reforço, o fator de eficiência de solda da costura, sempre que o corte da abertura atingir a costura, o que entretanto recomenda-se que seja evitado.

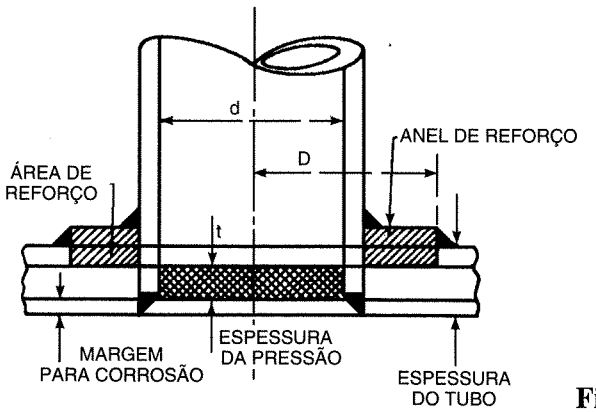


Fig. 4.1 Anel de reforço em uma abertura.

No caso de vários ramais em um mesmo tubo-tronco, a distância entre os ramais deve ser definida de forma que as zonas de reforço não se superponham. O excesso de material no tubo-tronco, entre dois ramais próximos, só pode ser contado como área de reforço para um ramal. A distância mínima (entre eixos) recomendada entre dois ramais é de 1 ½ vez o diâmetro médio dos ramais.

Chama-se atenção que o cálculo de reforços, acima descrito, destina-se apenas a controlar o efeito da pressão interna, não prevendo assim qualquer reforço para outras cargas (dilatações, pesos etc.) a que os ramais possam estar submetidos.

Os colares e selas forjados, de qualquer diâmetro, possuem já uma espessura de reforço próprio, sendo assim dispensáveis anéis de reforço adicionais.

De acordo com a norma ASME B 31 (Seções 1 e 3), a espessura mínima (T) de uma curva em gomos deve ser tal que a pressão máxima admissível (P_m), obtida pelas fórmulas a seguir, seja igual ou maior do que a pressão de projeto da tubulação.

Para uma curva simples (com uma única solda), com ângulo α até 22 ½°, a pressão P_m é dada por:

$$P_m = \frac{SE(T-C)}{r_2}\left(\frac{T-C}{(T-C)+0{,}643\ \text{tg}\ \alpha\sqrt{r_2(T-C)}}\right). \qquad (a)$$

Para o ângulo α maior do que 22 ½°, a pressão P_m será:

$$P_m = \frac{SE(T-C)}{r_2}\left(\frac{T-C}{(T-C)+1{,}25\ \text{tg}\ \alpha\sqrt{r_2(T-C)}}\right). \qquad (b)$$

Para uma curva com duas ou mais soldas e com ângulo α até 22 ½°, a pressão P_m será o menor dos valores obtidos nas fórmulas (a), acima, e (c); abaixo:

$$P_m = \frac{SE(T-C)}{r_2}\left(\frac{R_1 - r_2}{R_1 - 0{,}5\ r_2}\right). \qquad (c)$$

Em todas essas fórmulas, temos:

P_m : pressão interna máxima admissível (MPa).

S,E : tensão admissível do material (MPa) e coeficiente de eficiência de solda (veja item 4.2).

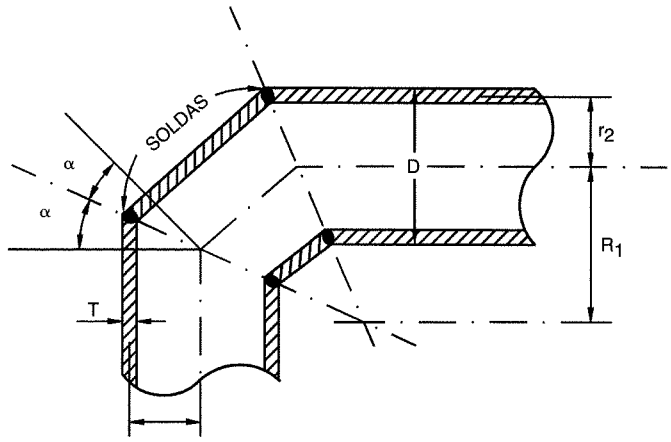


Fig. 4.2 Curva em gomos.

T, C : espessura mínima e margem para corrosão (mm).
R_1, α, D: dimensões mostradas na Fig. 4.2.
r_2: raio médio do tubo considerando a espessura nominal de parede (mm).

Em qualquer caso, deve-se ter: $R_1 > \dfrac{A}{\text{tg } \alpha} + \dfrac{D}{2}$, onde o coeficiente empírico A tem os seguintes valores, para T e C em polegadas:

$T - C$(pol)	A
até 0,5	1,0
$0{,}5 < (T - C) < 0{,}88$	$2\ (T - C)$
maior que 0,88	$2\dfrac{T - C}{3} + 1{,}17$

Quando se tem um único corte transversal, e, conseqüentemente uma única solda, e quando o ângulo α é menor do que 3°, a norma ASME B 31 não considera como sendo uma curva em gomos, e sim como um tubo reto, e todos os cálculos acima descritos não precisam ser feitos.

O cálculo dos flanges, flanges cegos e tampões, quando necessário, é feito usualmente pelos métodos de cálculo do código ASME para caldeiras e vasos de pressão ("American Boiler and Pressure Vessels Code", da American Society of Mechanical Engineers), descrito na Seção VIII (Apêndice II) do referido código; não vamos, aqui, entrar em mais detalhes sobre esse assunto.

4.6 Cálculo do Vão entre Suportes

O cálculo do vão máximo admissível entre os suportes de uma tubulação é feito considerando-se o tubo como sendo uma viga horizontal, sujeita aos vários pesos e sobrecargas que estejam atuando. Esse vão máximo será limitado por dois fatores:

— A tensão máxima de flexão, no ponto de maior momento fletor, deverá ser inferior a uma determinada tensão admissível.
— A flecha máxima, no meio do vão, deverá também ser inferior a um determinado valor admissível.

Teoricamente, a tensão máxima e a flecha máxima dependerão, em cada caso, do sistema de suportes (viga contínua, simplesmente apoiada, engastada etc.) e do tipo de carregamento (carga uniformemente distribuída, concentrada etc.). Na prática, pode-se, na maioria das vezes, simplificar o problema, assimilando o tubo a uma viga contínua, simplesmente apoiada em vários pontos sucessivos igualmente espaçados. Nesse caso, a tensão máxima de flexão corresponderá ao momento negativo máximo sobre cada apoio; o valor aproximado dessa tensão pode ser tomado como sendo:

$$S_v = \frac{L}{10Z}[q\,L + 2(Q + W)], \tag{7}$$

em que:

S_v: tensão máxima de flexão (MPa).

L : vão entre suportes (m).

q : soma das cargas distribuídas (N/m), que inclui o peso próprio do tubo e o peso do fluido contido, ou o peso da água de teste (o que for maior), e mais os seguintes pesos que existirem em cada caso: peso do isolamento térmico ou de qualquer outro revestimento interno ou externo, peso do sistema de aquecimento, peso de outras tubulações paralelas, de pequeno diâmetro, sustentadas pelo tubo.

Q : soma das cargas concentradas (N), supostas no meio do vão, que inclui o peso de válvulas, outros acessórios e derivações não-suportadas existentes no trecho considerado.

W: sobrecarga aplicada no meio do vão. Recomenda-se que seja considerada uma sobrecarga de 2 000 N($\simeq$ 200 kg) para todas as tubulações de aço de 3″, ou maior, situadas a até 3,0 m de altura do solo.

Z : momento resistente da seção transversal do tubo (cm^3).

Quando só existirem cargas distribuídas, que é o caso mais freqüente, a fórmula simplifica-se para:

$$S_v = \frac{q\,L^2}{10\,Z}, \tag{8}$$

que resulta em:

$$L = \sqrt{\frac{10\,Z\,S_v}{q}}$$

de onde se pode calcular diretamente o vão máximo admissível.

O valor da tensão admissível S_v deve ser relativamente baixo, porque o material do tubo está sendo solicitado simultaneamente por outras cargas, em geral mais importantes. É usual, por isso, tomar-se $S_v \leq \frac{LR}{10}$, sendo LR o limite de resistência do material na temperatura considerada. Para aços-carbono até a temperatura de 350°C, pode-se adotar: (S_v = 35 MPa ($\cong$ 350 kg/cm^2). A fórmula (8) ficará, então:

$$L = \sqrt{\frac{3500Z}{q}} \tag{8a}$$

O valor da flecha máxima, no meio do vão, pode ser calculado por:

$$\delta = \frac{2400\,L^3}{E\,I}\left[\frac{Q + W}{3} + \frac{q\,L}{4}\right], \tag{9}$$

em que:

δ : flecha máxima (mm).
E : módulo de elasticidade do material na temperatura considerada (MPa).
I : momento de inércia da seção transversal do tubo (cm^4).

As demais grandezas e respectivas unidades são as mesmas da fórmula (7).

Quando só existirem cargas distribuídas, teremos: $\delta = \dfrac{600\,q\,L^4}{E\;I}$, de onde se pode calcular diretamente o vão máximo:

$$L = \sqrt{\frac{\delta EI}{600\,q}} \tag{9a}$$

São os seguintes os valores máximos geralmente admitidos para as flechas:

— Tubulações em áreas de processo:
- Tubos de 3″ ou menores: 5 mm.
- Tubos de 4″ ou maiores: 10 mm.

— Tubulações fora de áreas de processo: 25 mm.

A flecha deve ser limitada por duas razões principais: tornar a freqüência natural de vibrações bastante elevada, de modo a evitar que qualquer causa de perturbação possa provocar vibrações de grande amplitude, e evitar a formação, no meio do vão, de bolsas de líquido impossíveis de drenar. As flechas excessivas dão também um aspecto desagradável à tubulação.

O cálculo do vão máximo entre suportes, como aqui descrito, não deve ser aplicado às tubulações de diâmetro muito grande (1,2 m ou maiores) e de parede fina ($D/t > 100$), para as quais deve ser verificado o possível efeito de colapso na região em contato com os suportes, que deve ser devidamente reforçada, caso necessário. Para qualquer tubulação de pressão negativa, esse mesmo efeito também deve ser verificado.

Na rotina usual dos projetos, o vão entre suportes costuma ser calculado previamente para as combinações mais usuais de diâmetros, espessuras, materiais e temperaturas de tubos. As organizações de projeto e alguns usuários importantes de tubulações industriais costumam ter tabelas com esses vãos já calculados (veja Fig. 10.8, no livro *Tubulações Industriais — Materiais, Projeto, Montagem*) e válidas para qualquer projeto. Assim, o cálculo direto do vão entre suportes limita-se, na prática, aos casos de tubulações que não se enquadrem nas tabelas existentes.

4.7 Exemplo Numérico

Consideremos o sistema mostrado na Fig. 4.3, em que temos um tubo de 10″ apoiado em suportes com um vão de 10,5 m, e um tubo de 2″ (com uma derivação) apoiado em

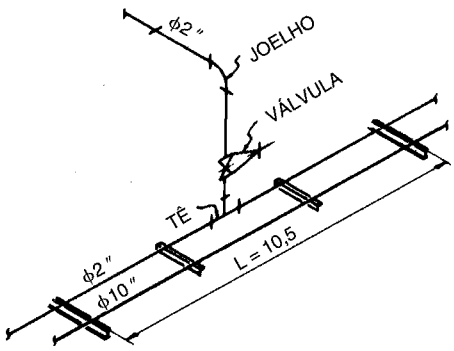


Fig. 4.3

suportes intermediários presos ao tubo de 10″. Vamos calcular a tensão causada pelos pesos do tubo de 10″, e a tensão combinada longitudinal, de acordo com o critério da norma ASME B 31. Os dados numéricos são os seguintes:

— Peso do tubo de 10″ cheio de água: 1 110 N/m.
— Peso do tubo de 2″ cheio de água: 94 N/m.
— Peso da derivação, válvula e conexões: Q = 530 N.
— Sobrecarga adicional considerada: W = 1 000 N.
— Pressão interna (de projeto):
P = 4.800 kPa = 4,8 MPa.
— Vão entre suportes: L = 10,5 m.
— Espessura da parede (série 40): t =
= 9,3 mm (0,365 pol.).
— Diâmetro externo (tubo 10″): D =
= 273 mm (10,75 pol.).
— Material: Aço-carbono API 5L Gr.A.
— Temperatura de projeto: 200°C.
— Momento resistente (tubo 10″): Z =
= 490 cm³.

Assimilando, para facilitar, o peso do tubo de 2" a uma carga distribuída, teremos para o valor da carga distribuída total:

$$q = 1\,110 + 94 = 1\,204 \text{ N/m}$$

A tensão devida aos pesos será então:

$$S_v = \frac{L}{10\,Z}[qL + 2(Q+W)] = \frac{10,5}{10\times 490}[1204\times 10,5 + 2(530+1000)] = 33,6 \text{ MPa.}$$

Como essa tensão está dentro do limite referido no item 4.6, significa que o valor do vão entre os suportes está razoável, apesar do carregamento adicional sobre o tubo de 10″. Note-se que o vão de 10,5 m é ligeiramente inferior ao vão máximo admissível entre suportes (11,0 m), para um tubo de 10″, nas condições supostas. Veja Fig. 10.8, no livro *Tubulações Industriais — Materiais, Projeto, Montagem.*

De acordo com o que foi visto no Item 3.7, a norma ASME B 31 estabelece que a soma das tensões longitudinais devido aos pesos, pressão e outras cargas permanentes (exceto às tensões secundárias) não deve ultrapassar a tensão admissível, (S_h), do material na temperatura de projeto. Devemos no nosso caso ter então:

$$S_v + S_t \leq S_h,$$

em que:

$$S_t = \frac{PD}{4t}, \text{ tensão longitudinal devida à pressão interna.}$$

O valor de S_l será:

$$S_t = \frac{4{,}8 \times 273}{4 \times 9{,}3} = 35{,}2 \text{ MPa.}$$

Teremos assim:

$$S_v + S_l = 33{,}6 + 35{,}2 = 68{,}8 \text{ MPa.}$$

A tensão admissível S_h, tirada da tabela da norma, para tubos de aço-carbono API-5L Gr.A, na temperatura de 200°C, vale: S_h = 110,3 MPa. Concluímos, portanto, que o vão adotado entre os suportes está satisfatório.

4.8 Exemplo Numérico

Calcular o vão máximo entre suportes para uma tubulação de água salgada com diâmetro externo de $D = 40''$ (1 018 mm), construída de chapas de aço ASTM A 285 Gr.C, com espessura de 3/8″ (9 mm). A tubulação tem um revestimento interno de concreto de 15 mm de espessura. Como não existem esforços de dilatação e a pressão é muito baixa, pode-se admitir uma tensão máxima devida aos pesos de S_v = 100 MPa (≅ 1 000 kg/cm²). A flecha máxima deve ser de 25 mm.

Temos os seguintes dados adicionais:

— Peso do tubo vazio (sem o revestimento de concreto): 2 365 N/m.
— Peso específico do concreto: 20 N/dm³.
— Módulo de elasticidade do aço: $E = 2 \times 10^5$ MPa.
— Momento de inércia da seção transversal: I = 362 000 cm⁴.
— Momento resistente: Z = 7 110 cm³.

Calculemos primeiro a carga distribuída total:

q = peso do tubo + peso do revestimento + peso da água salgada.

Calculando o peso da camada de concreto com 15 mm de espessura encontra-se: 625 N/m.

Como a densidade da água salgada é 1,03, o seu peso por metro de tubo, em N, será: $\frac{1{,}03A}{100}$, em que A é a área livre de seção transversal do tubo, em mm²:

$$A = \frac{\pi[D - 2(t + 15)]^2}{4}.$$

Ficará para o peso da água salgada:

$$\frac{1{,}03\ \pi[1{,}018-2(9+15)]^2}{4\times 100} = 7{,}611 \text{ N/m.}$$

Teremos então: $q = 2\ 365 + 625 + 7\ 611 = 10\ 601$ N/m.

Considerando apenas as cargas distribuídas, o vão máximo admissível, em função da tensão, será dado pela fórmula:

$$L = \sqrt{\frac{10 S_v Z}{q}}$$

Substituindo:

$$L = \sqrt{\frac{10\times 100\times 7110}{10601}} = 25{,}8 \text{ m.}$$

Verifiquemos agora o vão para a flecha máxima, tirando o valor de L da fórmula (9*a*):

$$L = \sqrt[4]{\frac{\delta EI}{600 q}}$$

ou

$$L = \sqrt[4]{\frac{25\times 2\times 10^5\times 362000}{600\times 10601}} = 23{,}0 \text{ m.}$$

O vão máximo a adotar será portanto esse último valor, ou seja, $L = 23{,}0$ m.

4.9 Movimento Vertical Limite para Emprego de Suportes Móveis

Os suportes móveis são aqueles que permitem um movimento vertical à tubulação, continuando, ao mesmo tempo, a sustentar o seu peso. Como esses suportes são dispositivos caros, devem ser empregados somente quando forem de fato necessários (veja livro *Tubulações Industriais — Materiais, Projeto, Montagem*, Item 11.7). Em tubulações horizontais, os suportes móveis são necessários em todos os pontos de suporte em que a tubulação apresentar, por qualquer razão, um movimento vertical de amplitude superior à flecha natural causada pela simples flexão do tubo, devido ao próprio peso, no vão compreendido entre dois suportes consecutivos.

Consideremos, por exemplo, a tubulação mostrada na Fig. 4.4. Essa tubulação tem um movimento vertical, para cima, no ponto A, devido à dilatação própria do vaso ao qual está ligada.

Sendo L o vão admissível entre suportes e sendo B um suporte fixo, o maior movimento vertical possível no ponto A será aquele em que a linha elástica da tubulação deformada por uma força vertical de baixo para cima no ponto A tangenciar o ponto B; seja δ_1 esse movimento máximo. Para qualquer movimento δ_2 maior do que δ_1, a tubulação se levantará do suporte fixo B, que ficará então inoperante, causando uma sobrecarga nos suportes vizinhos e uma flexão excessiva na tubulação. O valor limite do movimento vertical é dado pela expressão:

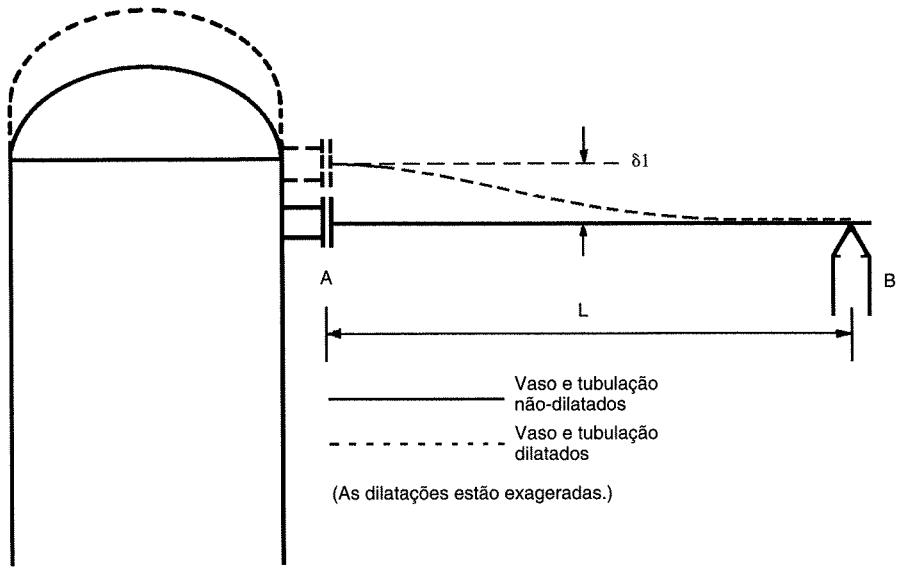


Fig. 4.4

$$\delta_{máx} = \frac{10^7 q\, L^4}{24\, E\, I},$$

em que:

$\delta_{máx}$: deslocamento vertical máximo (mm)
q : peso por unidade de comprimento do tubo, incluindo fluido contido, isolamento térmico etc. (kg/m)
L : vão entre suportes (m)
E : módulo de elasticidade do material na temperatura considerada (kg/cm^2)
I : momento de inércia da seção transversal do tubo (cm^4)

Se o movimento vertical for superior a $\delta_{máx}$, será necessário o emprego de um suporte móvel no ponto B, em lugar de suporte fixo.

4.10 Exemplo Numérico

Voltando à Fig. 4.4, suponhamos que a tubulação nela representada tenha as seguintes condições:

Material, diâmetro nominal e espessura: aço-carbono, 10″, espessura série 40
Líquido contido: peso específico: $\gamma = 0{,}85$
Peso do isolamento térmico: 25 kg/m
Temperatura de operação: 400°C
Vão entre suportes: $L = 8{,}4$ m (valor máximo admissível)

Temos: peso do tubo: 60,23 kg/m; peso do líquido: 43,27 kg/m
peso total: 60,23 + 43,27 + 25,0 = 128,5 kg/m
módulo de elasticidade a 400°C: $E = 1{,}65 \times 10^6$ kg/cm^2

momento de inércia: $I = 6\ 693\ cm^4$

Substituindo, vem para o valor máximo do movimento vertical:

$$\delta_{máx} = \frac{10^7 \times 128{,}5 \times 8{,}4^4}{24 \times 1{,}65 \times 10^6 \times 6693} = 24{,}13\ mm \simeq 24\ mm$$

Assim, nessas condições, é necessário o emprego de um suporte móvel no ponto B, caso o movimento vertical no ponto A seja superior a 24 mm.

5

DILATAÇÃO TÉRMICA E FLEXIBILIDADE DAS TUBULAÇÕES

5.1 TENSÕES INTERNAS E REAÇÕES PROVENIENTES DA DILATAÇÃO TÉRMICA

Quando um tubo é submetido a uma variação de temperatura, ele sofre uma variação de comprimento. Se o tubo estiver livre, essa variação será também livre e não se desenvolverão tensões internas nem reações. Mas se o tubo estiver fixado de alguma forma, aparecerão tensões internas no tubo e reações nos pontos de fixação, em conseqüência da restrição imposta à livre dilatação ou contração do tubo. Essas tensões e reações serão tanto maiores quanto mais completa for a fixação.

Suponhamos um tubo reto fixado firmemente nos dois extremos. Se ele sofrer um aumento de temperatura, como ele não pode se dilatar, exercerá um empuxo sobre os pontos de fixação tendendo a afastá-los. O valor desse empuxo será equivalente ao valor que teria uma força de compressão capaz de comprimir o tubo de um comprimento igual à dilatação livre que teria. Pela própria expressão da lei de Hooke, teremos então:

$$\frac{P/A}{\delta/L} = E,$$

em que:

P = empuxo sobre os pontos de fixação.
A = área de material da seção transversal do tubo.
δ = dilatação livre do tubo.
L = comprimento do tubo.
E = módulo de elasticidade do material.

A relação P/A será a tensão interna S a que o material está submetido em conseqüência da dilatação contida. A relação δ/L chama-se "dilatação unitária" e, que é função do

material e da diferença de temperaturas; os valores de e podem ser obtidos em vários gráficos e tabelas. Ficaremos portanto com: $S/e = E$; ou $S = eE$ e também $P = AS$; expressões que dão os valores da tensão interna e do empuxo de reação. Vemos que ambos os valores são independentes do comprimento do tubo.

Tanto a tensão interna como o empuxo, mesmo para pequenas variações de temperatura, podem assumir valores apreciáveis. Tomemos, por exemplo, um tubo de aço-carbono de 10" ϕ, série 40, sendo aquecido de 0°C a 100°C. Para essa diferença de temperaturas, a dilatação unitária será $e = 1{,}083$ mm/m, ou $e = 0{,}001083$ mm/mm(*). O módulo E para o aço vale: $E = 2 \times 10^5$ MPa; teremos então: $S = 0{,}001083 \times 200\,000 = 216{,}6$ MPa (ou, $\simeq 2\,100$ kg/cm^2). Observe-se que esse valor da tensão interna já está próximo do limite de escoamento para o aço-carbono comum. Sendo 7 680 mm^2 o valor da área A, teremos para o empuxo $P = 7\,680 \times 216{,}6 = 1\,663\,488$ N $\cong$ 166 t. Uma pequena fração desse valor, correspondente, portanto, a uma variação bem menor de temperatura, já seria suficiente para causar sérios danos a equipamentos que estivessem ligados ao tubo em questão.

Como a tensão interna e o empuxo são independentes do comprimento do tubo, mesmo um tubo curto, desde que completamente impedido de dilatar-se, pode exercer esforços consideráveis sobre os pontos de fixação. O empuxo exercido pelo tubo — no caso figurado de um tubo reto — é absorvido pelo afastamento dos pontos de fixação e pela flambagem lateral do próprio tubo, em conseqüência da compressão sofrida. Nos tubos curtos, a situação é em geral mais grave do que nos tubos longos, porque não há a flambagem lateral para absorver a dilatação. Em compensação, nos tubos curtos, a dilatação total, por ser menor, é mais facilmente absorvida pelo afastamento dos pontos de fixação. Note-se que, quanto maior for o diâmetro do tubo ou a espessura da parede, maior será a área da seção transversal e, portanto, maiores serão os esforços exercidos sobre os pontos de fixação.

Os mesmos fenômenos ocorrerão, em sentido inverso, quando a tubulação for submetida a uma diminuição de temperatura, em lugar de um aquecimento. Nesse caso, o esforço sobre o tubo será uma tração, devido à redução de comprimento que o tubo teria. Note-se que não haverá agora efeito de flambagem, e todo empuxo terá de ser absorvido pelo movimento dos pontos de fixação. O resfriamento de tubulações é bem mais raro do que o aquecimento, e as diferenças de temperatura costumam ser também menores.

Evidentemente, na prática, nunca se deve ter um tubo reto nas condições dos exemplos acima.

Se em lugar de um tubo reto, como até agora consideramos, tivermos uma tubulação com um traçado não-retilíneo qualquer, a dilatação da mesma dará origem não só a empuxos como também a momentos de reação que tendem a causar rotações nos pontos de fixação. No caso geral de uma tubulação provida de dispositivos de restrição de movimentos (ancoragens, guias etc.), além dos pontos de fixação nos extremos, aparecerão também forças e momentos de reação em cada um desses dispositivos que se opuserem à livre dilatação da tubulação.

Devemos lembrar que as tensões e as reações provenientes das dilatações térmicas tendem a se aliviar com o tempo, devido ao relaxamento espontâneo, como vimos no Item 3.3.

(*) No intervalo de temperaturas até 500°C, a dilatação unitária do aço-carbono e de outros aços ferríticos (inclusive inoxidáveis ferríticos) pode ser tomada aproximadamente como sendo de 1 mm para cada metro de comprimento e cada 100°C. Assim, uma tubulação de 30 m de comprimento a 400°C sofrerá uma dilatação de cerca de 120 mm. Os aços austeníticos têm um coeficiente de dilatação aproximadamente 45% maior do que os aços ferríticos.

5.2 Meios de Controlar a Dilatação Térmica

São os seguintes os principais meios usados para controlar os efeitos da dilatação térmica em tubulações:

1. Trajeto da tubulação afastando-se da linha reta, por meio de ângulos no plano ou no espaço, de maneira que a tubulação fique com flexibilidade própria, capaz de absorver as dilatações por meio de deformações de flexão e/ou de torção, nos trechos retos e nos ângulos.
2. Uso de elementos deformáveis intercalados na tubulação, de maneira a absorverem as dilatações ocorridas.
3. Pré-tensionamento (*cold spring*), introduzindo tensões iniciais opostas às tensões geradas pela dilatação térmica.

Os elementos deformáveis mais usados são as juntas de expansão. O emprego de juntas de expansão, como explicado no Item 6.1 do livro *Tubulações Industriais — Materiais, Projeto, Montagem*, é porém restrito a alguns casos especiais, exceto para tubulações de baixa responsabilidade, nas quais essas peças podem ser empregadas sem restrições. O emprego do pré-tensionamento também é limitado na prática a poucos casos. Para a grande maioria das tubulações industriais, o recurso usado é obter a flexibilidade necessária por um traçado não-retilíneo. Observe-se que, na prática, algumas vezes, mais de um desses meios acima são usados simultaneamente.

5.3 Flexibilidade das Tubulações — Eixo Neutro

Chama-se flexibilidade de uma tubulação a capacidade que tenha a mesma de absorver as dilatações térmicas por meio de simples deformações nos seus diversos trechos. Em tubulações planas, essas deformações resumem-se a flexões e flambagens; em tubulações não-planas (tridimensionais), teremos ainda deformações por torção. Diz-se que uma tubulação é tanto mais flexível quanto menores forem as tensões provenientes dessas deformações, bem como as forças e momentos de reação sobre os pontos de fixação, ou de restrição de movimentos, para um mesmo valor da resultante das dilatações. A tubulação será considerada suficientemente flexível quando essas tensões e reações não ultrapassarem os respectivos valores máximos admissíveis. De um modo geral, a flexibilidade de uma tubulação será tanto maior quanto mais o seu traçado se afastar da linha reta que une os pontos extremos.

Em qualquer tubulação, a contribuição de cada trecho para a flexibilidade total será proporcional à distância média desse trecho ao eixo neutro da configuração. O eixo neutro é uma linha reta paralela à direção das resultantes das reações exercidas pela tubulação sobre os pontos extremos de fixação. A tensão interna em cada ponto de uma tubulação é proporcional à distância do ponto considerado ao eixo neutro; nos pontos de interseção do eixo neutro com a tubulação, as tensões serão nulas. Por essa razão, quanto mais centrado estiver o eixo neutro em relação à tubulação, menores e mais equilibradas serão as tensões em todo sistema. A Fig. 5.1 mostra exemplos da localização do eixo neutro em algumas configurações simples. Nas configurações planas, o eixo neutro sempre corta a tubulação em dois ou mais pontos, que são justamente os pontos de inflexão dos diversos lados, nos quais os momentos fletores e as tensões são nulos; os lados não-interceptados pelo eixo neutro fletem-se sem inflexão. Nas configurações não-planas, o eixo neutro pode ou não passar por algum ponto da tubulação.

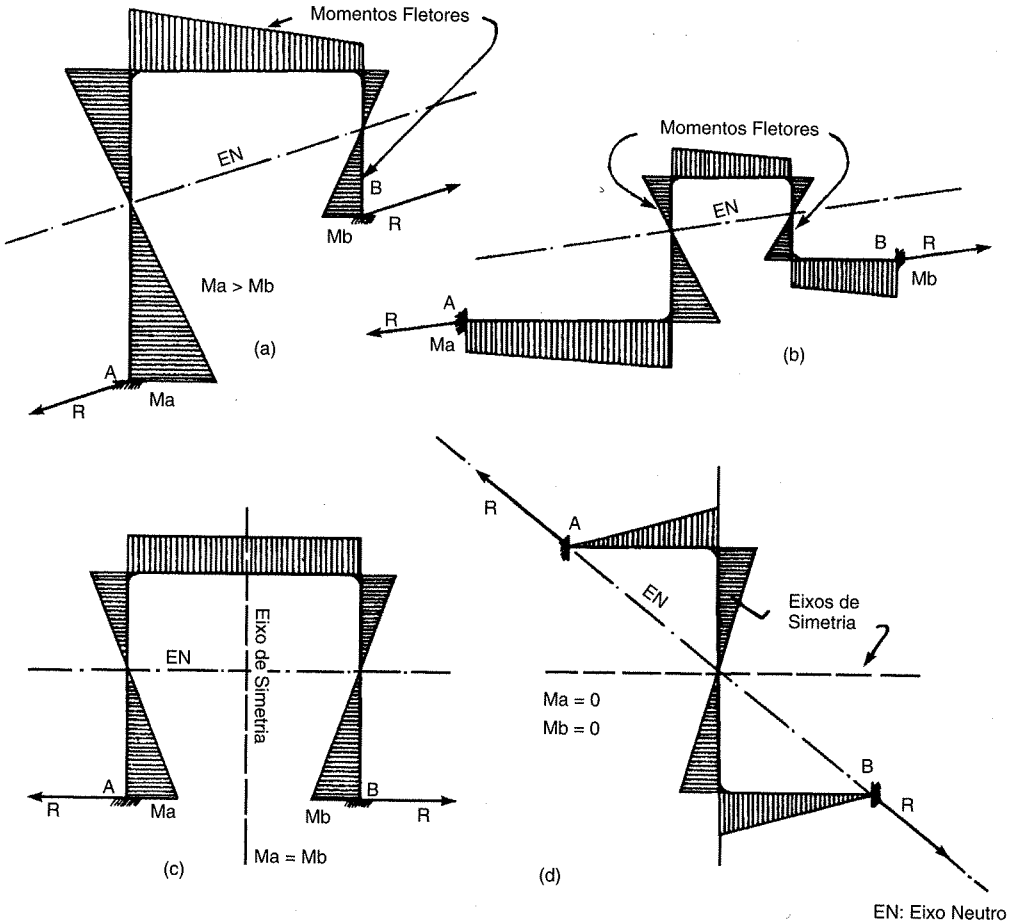


Fig. 5.1 Exemplos de localização do eixo neutro.

Em qualquer configuração, plana ou espacial, com apenas dois pontos fixos nos extremos, temos sempre o seguinte:

— As forças de reação nos extremos são iguais e opostas, porque o sistema está estaticamente em equilíbrio; estas forças são paralelas ao eixo neutro [Fig. 5.1(*a*), (*b*)]. Os momentos de reação nos extremos têm valores proporcionais às distâncias dos pontos extremos ao eixo neutro.

— Em configurações simétricas, o eixo neutro é paralelo à reta que une os pontos extremos; os momentos de reação nesses pontos são portanto iguais entre si [Fig. 5.1(*c*)].

— As configurações com dois eixos de simetria têm o eixo neutro coincidindo com a reta que une os pontos extremos, sendo nulos os momentos de reação nesses pontos [Fig. 5.1(*d*)].

Uma tubulação tridimensional é em geral mais flexível do que uma tubulação plana de mesmo comprimento total, porque o efeito de torção é cerca de 30% mais eficiente, para a flexibilidade, do que o efeito de flexão, em igualdade das demais condições. Para qualquer tubulação, a flexibilidade será tanto maior quanto menor for o momento de inércia da seção transversal, isto é, quanto menores forem o diâmetro e a espessura de parede dos tubos. Entretanto, para igual diâmetro externo, as tensões são independentes da espessura

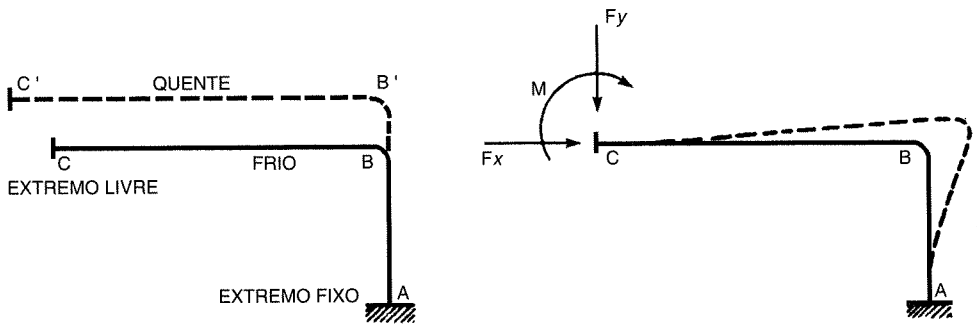


Fig. 5.2

da parede porque, se por um lado, com o aumento da espessura, aumenta o esforço necessário para fletir o tubo, por outro lado aumenta também na mesma proporção a área de metal para suportar esse esforço. As forças e momentos sobre os pontos extremos e sobre os dispositivos de restrição de movimentos são sempre proporcionais ao momento de inércia da seção transversal do tubo, e portanto serão tanto maiores quanto maiores forem o diâmetro e a espessura do tubo.

As reações exercidas por qualquer configuração sobre os seus pontos extremos de fixação são equivalentes aos esforços que seriam necessários exercer sobre um extremo livre da configuração dilatada para fazer esse ponto extremo voltar à sua posição primitiva. Suponhamos, por exemplo, a configuração *ABC* da Fig. 5.2, com o extremo *C* livre. Essa configuração, quando dilatada, assumirá a posição *AB'C'*. Os esforços de reação que estarão atuando sobre o extremo *C* serão, então, equivalentes às forças *Fx* e *Fy* e ao momento *M*, que será necessário fazer sobre o ponto *C'* para fazê-lo voltar à posição primitiva *C*.

A equivalência entre o empuxo exercido por um tubo reto sobre os seus extremos e a força capaz de comprimi-lo, vista no Item 5.1, é um caso particular da consideração acima.

Todas as tubulações devem ter flexibilidade suficiente para absorverem as respectivas dilatações térmicas. Não convém, entretanto, que a flexibilidade seja excessiva, porque o comprimento da tubulação ficaria exagerado, aumentando inutilmente o custo (inclusive o custo de suportes e fundações) e aumentando também as perdas de carga e as perdas de calor.

5.4 Movimentos de Pontos Extremos de uma Tubulação

Em muitas tubulações, um ou mais de seus pontos extremos estão sujeitos a movimentos, devido à dilatação própria de equipamentos aos quais a tubulação esteja ligada, à dilatação de outras tubulações ou ainda a outras causas. Esses movimentos têm um efeito semelhante à dilatação da própria tubulação, porque causam também deformações por flexão e torção nos diversos trechos da tubulação. Em alguns casos os movimentos de pontos extremos tendem a agravar o efeito da dilatação, e por isso os dois efeitos devem ser somados; em outros casos, tendem a atenuar o efeito da dilatação e podem ser subtraídos um do outro. Quando, por exemplo, o movimento de um ponto extremo se dá no sentido que teria o movimento desse ponto devido à dilatação da tubulação, caso esse extremo estivesse livre, os dois efeitos estão se compensando e se atenuando mutuamente. Se, entretanto, o movimento do ponto extremo for no sentido contrário, estará agravando o efeito da dilatação.

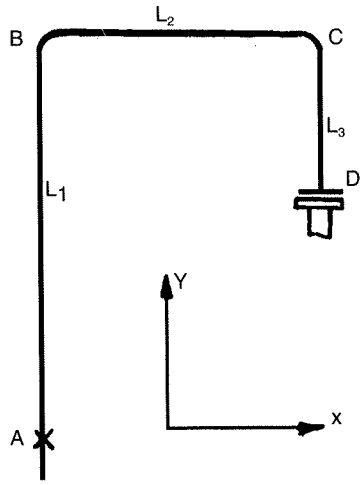


Fig. 5.3

No exemplo da Fig. 5.3, o movimento de dilatação do ponto *D*, supondo esse ponto livre, seria para cima, porque $L_1 > L_3$. Nesse caso, se tivermos nesse ponto um movimento para cima, esse movimento deveria ser subtraído da dilatação total na direção *y* porque estaria atenuando o efeito da dilatação. Se, pelo contrário, o movimento do ponto *D* for para baixo, o valor desse movimento deveria ser somado à dilatação na direção *y*, porque estaria agravando o efeito da dilatação.

É importante observar que a compensação entre o efeito da dilatação e do movimento de pontos extremos só pode ser considerada quando ambos esses efeitos forem *obrigatoriamente* simultâneos. Desde que possa haver alguma hipótese, mesmo remota, da ação isolada de um desses efeitos, deverá ser considerado o caso mais desfavorável.

Os movimentos de pontos extremos (ou de qualquer ponto de suporte), provenientes de recalques de fundação, não precisam ser considerados para o cálculo de flexibilidade, dado o caráter não-cíclico desses movimentos.

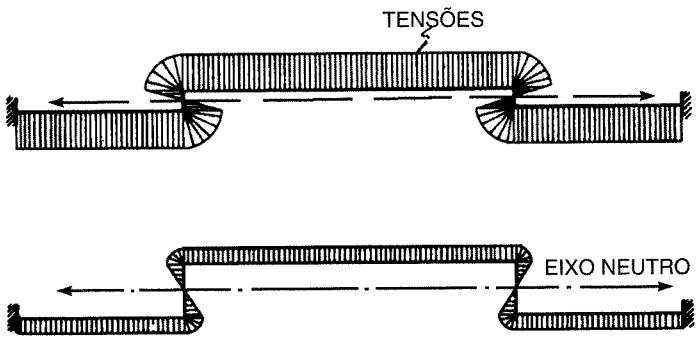
5.5 Influência do Traçado na Flexibilidade das Tubulações

Uma tubulação qualquer será tanto mais flexível quanto:

— Maior for o seu comprimento desenvolvido em relação à distância entre os pontos extremos.
— Mais simétrico for o seu traçado.
— Menores forem as desproporções entre os diversos lados.
— Maior liberdade houver de movimentos.

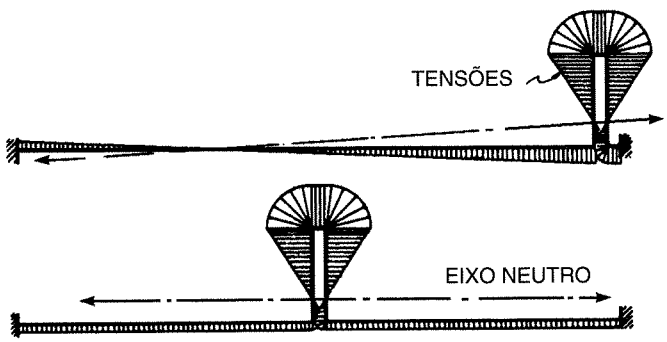
As três primeiras condições podem ser mais bem entendidas pela consideração do exemplo citado no Fascículo 4 da coleção *Piping Engineering* da Tube-Turns. Inc., e mostrado nas Figs. 5.4(*a*) a 5.4(*c*). Todas as tubulações representadas nessas figuras têm o mesmo material, diâmetro e espessura de parede, e foram submetidas à mesma variação de temperatura.

A Fig. 5.4(*a*) mostra duas tubulações: na primeira a relação *L/U* entre o comprimento e a distância entre os pontos extremos vale 1,05, e na segunda a referida relação vale 1,15. A primeira tem, portanto, um comprimento 10% menor do que a segunda. Vê-se, na



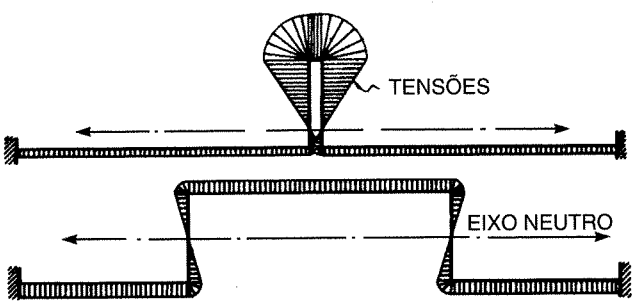
S	R	L/U
10	229	1,05
3	20	1,15

Fig. 5.4(*a*) (*Cortesia de Tube-Turns. Inc.*)



S	R	L/U
11	28	1,28
10	20	1,28

Fig. 5.4(*b*) (*Cortesia de Tube-Turns. Inc.*)



S	R	L/U
10	20	1,28
1,6	5,7	1,28

Fig. 5.4(*c*) (*Cortesia de Tube-Turns. Inc.*)

tabela ao lado da figura, que essa pequena diferença de comprimento corresponde a uma diferença de 10 para 3 no valor máximo das tensões internas *S*, e de 229 para 20 no valor da reação *R*, sobre os pontos extremos.

A Fig. 5.4(*b*) mostra duas configurações de mesmo comprimento total, para ambas as quais a relação *L/U* vale 1,28; a primeira é fortemente assimétrica, enquanto a outra é simétrica. Vemos que a simetria fez baixar, nesse exemplo, o valor máximo das tensões internas de 11 para 10, e das reações de 28 para 20.

As duas configurações mostradas na Fig. 5.4(*c*) têm ainda o mesmo comprimento total, e a primeira delas é repetição da última da figura anterior. Vê-se que, diminuindo-

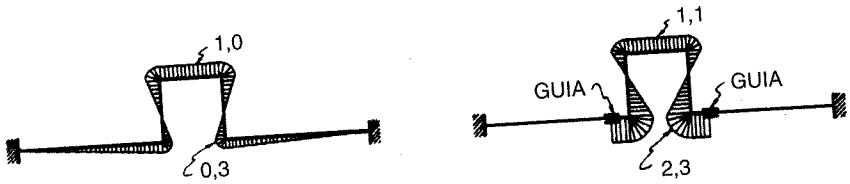


Fig. 5.5 (*Cortesia de Tube-Turns. Inc.*)

se as desproporções entre os diversos lados, o valor máximo das tensões internas baixou de 10 para 1,6, e o valor das reações passou de 20 para 5,7.

Para explicar a quarta condição acima citada, isto é, a maior liberdade de movimentos, vamos também repetir um exemplo tirado do mesmo Fascículo 4 da coleção *Piping Engineering*. Esse exemplo (Fig. 5.5) mostra duas tubulações do mesmo material, diâmetro e espessura, e submetidas à mesma dilatação total. Vemos que o acréscimo de duas guias, e portanto a diminuição na liberdade de movimentos, correspondeu a aumentar o valor máximo das tensões internas de 1,0 para 2,3.

Embora qualquer restrição à liberdade de movimentos diminua a flexibilidade, as restrições são freqüentemente necessárias pelos motivos referidos no Item 11.11 do Cap. 11 do livro *Tubulações Industriais — Materiais, Projeto, Montagem.*

5.6 Pré-tensionamento das Tubulações

O pré-tensionamento (*cold spring*), que é um dos meios de se controlar o efeito das dilatações térmicas, consiste em se introduzir na tubulação, durante a montagem, tensões iniciais de mesma natureza e de sinais contrários das que se originarão em conseqüência da dilatação térmica. A finalidade dessas tensões iniciais é compensar, totalmente ou em parte, as tensões resultantes da dilatação.

Nos casos em que se queira fazer o pré-tensionamento, a tubulação é construída com um comprimento menor do que o comprimento que teria na sua condição "a frio", e depois é levada à força ao local, sofrendo assim um tracionamento que introduzirá tensões internas opostas às que surgirão com a dilatação da tubulação.

Vamos, por exemplo, supor a tubulação mostrada na Fig. 5.6, cuja configuração a frio é (*a*). Para o pré-tensionamento, a tubulação será construída mais curta, conforme a configuração (*b*). Na montagem aproximam-se à força os pontos *A* e *B*, ficando-se com a configuração deformada (*c*), que, quando se dilatar, retomará a posição inicial (*d*), que teria a frio.

Na prática nunca se faz o pré-tensionamento total, mas sim um pré-tensionamento parcial, onde a deformação inicial de montagem compensa apenas parte da dilatação total. Nesse caso, quando a tubulação começar a se aquecer e se dilatar, passará primeiro pela posição inicial (ocasião em que as tensões internas serão nulas) e depois começará a se deformar em sentido contrário, até atingir a posição final. Essa posição final está mostrada em (*e*) no exemplo da Fig. 5.6.

Chama-se "fator de pré-tensionamento" a relação entre a redução de comprimento na tubulação fria e a dilatação total; esse fator será 100% para o pré-tensionamento total.

A aplicação do pré-tensionamento exige um cuidado muito grande de fabricação e de montagem, porque, se não houver um controle rigoroso de todas as dimensões, o pré-tensionamento pode provocar tensões perigosas e imprevisíveis.

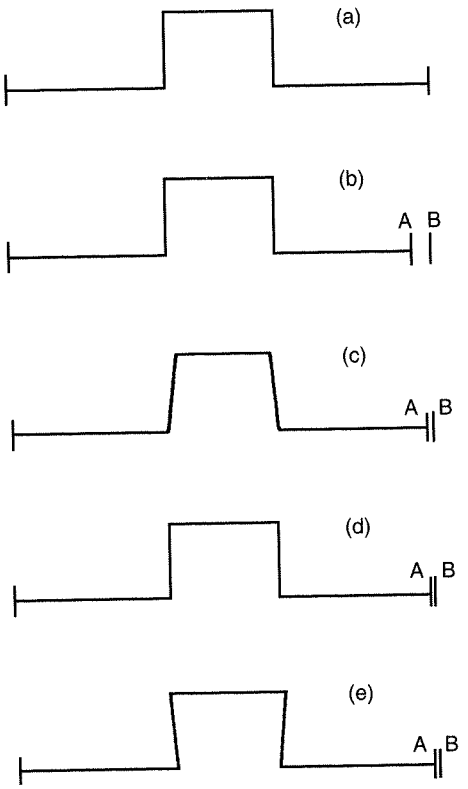


Fig. 5.6

Além disso, para tubulações de grande diâmetro, o pré-tensionamento pode ser de execução muito difícil — ou mesmo impossível —, devido ao grande esforço que será necessário fazer para tracionar a frio a tubulação. Por esse motivo, o pré-tensionamento é pouco empregado, sendo mesmo não-recomendado por alguns projetistas. Em alguns casos, um pré-tensionamento de no máximo 50% pode ser vantajoso, principalmente para reduzir as reações nos extremos, quando estas reações forem os fatores limitantes do projeto.

Deve ser observado que o pré-tensionamento, como recurso de controle das dilatações, não pode nunca ser empregado sozinho, exigindo sempre um traçado não-retilíneo, que será entretanto menor do que o comprimento necessário caso não fosse usado o pré-tensionamento.

O pré-tensionamento pode também ser empregado com as juntas de expansão. Nesse caso, a junta de expansão é fornecida com uma pré-deformação, efetuada na fábrica e de sentido contrário da deformação em serviço, que será então parcialmente compensada.

5.7 Cálculos de Flexibilidade

Denominam-se "cálculos de flexibilidade" de uma tubulação os cálculos das tensões internas e das reações sobre os pontos extremos e outros pontos de restrição de movimentos, provenientes das dilatações e/ou dos movimentos dos pontos extremos da tubulação. Esses cálculos devem ser feitos obrigatoriamente para todas as tubulações, mesmo quando operando em temperatura ambiente. Só se podem dispensar os cálculos de flexibilidade nos seguintes casos:

1. Quando a tubulação for uma duplicata exata de outra já calculada ou trabalhando com sucesso há longo tempo e nas mesmas condições.

2. Quando a tubulação for semelhante e em condições certamente mais favoráveis quanto à flexibilidade do que outra para a qual tenha sido calculada a flexibilidade. É o caso, por exemplo, de uma tubulação de mesmo traçado geométrico e com os mesmos pontos extremos e de restrição de outra de maior diâmetro e de mesma temperatura, ou de outra de mesmo diâmetro e para temperatura mais elevada; ou, ainda, o caso de uma tubulação de mesmo diâmetro, mesma temperatura e com os mesmos pontos extremos e de restrição de uma outra com traçado certamente menos favorável.

3. Tubulações trabalhando em temperatura ambiente, não-expostas ao sol e não sujeitas a lavagem com vapor(*).

4. Tubulações enterradas.

A norma ASME B 31 (Seções 1 e 3) permite ainda que se dispensem os cálculos de flexibilidade para as tubulações planas ou espaciais de materiais metálicos de boa ductilidade, com apenas dois pontos de fixação nos extremos, em que o seguinte critério de verificação seja satisfeito:

$$\frac{DY}{(L-U)^2} \leq 208,3,$$

em que:

D: Diâmetro externo do tubo (mm).

Y: Resultante das dilatações totais (mm) a serem absorvidas pela tubulação, levando-se em conta o efeito do movimento relativo entre os pontos extremos, conforme visto no Item 5.4.

L: Comprimento desenvolvido da tubulação (m).

U: Distância entre os pontos extremos (m).

É importante observar que esse critério não significa que as reações sobre os pontos extremos sejam aceitáveis.

Essa dispensa não se aplica às tubulações de "Categoria M", como definido pela norma ASME B 31, isto é, tubulações para fluidos altamente tóxicos, bem como para tubulações em serviço cíclico, com mais de 7 000 ciclos completos de aquecimento e resfriamento durante a sua vida útil.

Quando se tem uma série de tubulações para calcular, deve-se começar pelas que trabalham em condições mais severas, isto é, as de maior temperatura e maior diâmetro. A comparação com essas tubulações talvez possa dispensar o cálculo de outras semelhantes ou em condições menos severas.

Nos cálculos de flexibilidade, calcula-se independentemente cada trecho de tubulação entre dois pontos de ancoragem. Todas as restrições de movimentos (ancoragens, guias, batentes etc.) são sempre supostas como tendo eficiência total, isto é, impedindo totalmente os movimentos que devam impedir. Evidentemente, essa suposição não é inteiramente verdadeira, mas conduz a valores conservativos quanto às reações nos pontos de

(*) A norma API-RP-14E, do American Petroleum Institute, referente a tubulações em plataformas oceânicas de produção de petróleo, admite ainda a dispensa de cálculos de flexibilidade para tubulações cuja temperatura máxima possível não ultrapasse 10°C, e também para tubulações cuja faixa máxima de variação de temperatura não ultrapasse 42°C, considerando-se, em ambos os casos, todas as situações mesmo anormais ou eventuais que possam ocorrer. Esse critério pode ser adotado, com segurança, para outras tubulações de processo.

fixação. Entre dois pontos de fixação ou de restrição, a tubulação é suposta como sendo completamente livre de se movimentar, sendo portanto desprezado o efeito do atrito e de outras causas de restrição aos movimentos. Essa suposição, que também não é verdadeira, leva a valores para as tensões internas nos tubos, às vezes maiores do que os reais. Os cálculos de flexibilidade admitem ainda que a tubulação se comporte de maneira elástica, que a temperatura seja constante e uniforme, ao longo de toda a tubulação, e também ao longo do tempo, e, ainda, que não existam tensões residuais decorrentes da montagem.

É importante observar que as tensões e reações calculadas são os valores que teoricamente seriam verificados estando a temperatura do sistema uniforme e igual à temperatura de projeto. Como em geral a temperatura verdadeira é variável, mantendo-se entretanto sempre em valor inferior à temperatura de projeto, teremos também as tensões e reações como valores variáveis, e em geral inferiores aos calculados.

Devido a todas essas suposições e premissas de cálculo simplificativas acima mencionadas, não é possível, mesmo pelo cálculo matemático rigoroso, determinar-se o estado verdadeiro de tensões em cada componente da tubulação.

A hipótese do comportamento elástico é razoavelmente verdadeira para a grande maioria das tubulações, nas quais as tensões estão mais ou menos bem distribuídas em todo o seu comprimento. Pode, entretanto, estar longe da verdade em tubulações muito mal balanceadas, onde pequenos trechos recebem a maior parte das tensões e das deformações, principalmente quando essas tubulações operam em temperatura de fluência. Nesses casos, as regiões mais fracas, ou mais tensionadas, ficarão submetidas a uma alta concentração de tensões devido à reação das regiões vizinhas, de maior rigidez, ou menos tensionadas. São exemplos desses tipos de tubulações:

— Trecho de tubo resistente seguido de outro fraco e altamente tensionado.
— Configurações em que o eixo neutro está muito próximo da maior parte do traçado, ficando assim uma pequena parte absorvendo quase todo esforço de dilatação.

Deve-se, de preferência, evitar tubulações desses tipos, principalmente tratando-se de materiais de baixa ductilidade.

Quando existirem várias tubulações ancoradas no mesmo suporte, não é necessário considerar a soma de todas as reações (para o dimensionamento do suporte) quando for impossível ou improvável o aquecimento simultâneo de todas as tubulações.

5.8 Verificação e Melhoria da Flexibilidade das Tubulações

Os diversos processos de cálculos de flexibilidade são sempre métodos de verificação, e não de dimensionamento direto, isto é, desenha-se primeiro uma determinada configuração e, em seguida, verifica-se se a sua flexibilidade é ou não satisfatória(*). Por essa razão, no desenho preliminar das tubulações (antes de se fazerem os cálculos), os traçados devem ser desenhados de tal modo que todas as tubulações tenham, a sentimento, flexibilidade suficiente. A experiência do projetista nessa etapa do projeto é, por isso, imprescindível e insubstituível.

(*) Como já foi referido no Cap. 1, o mesmo acontece com o cálculo do diâmetro de uma tubulação, que também exige o desenho prévio do traçado da tubulação. Por esse motivo, o cálculo de flexibilidade e o cálculo do diâmetro são justamente os cálculos que são feitos obrigatoriamente em quase todas as tubulações, uma por uma. Veja sobre esse assunto o Cap. 14 do livro *Tubulações Industriais — Materiais, Projeto, Montagem.*

Se em conseqüência dos cálculos de flexibilidade verifica-se que uma tubulação "não passa", ou seja, que as tensões ou as reações estão acima dos valores admissíveis, três soluções podem ser tentadas, na seguinte ordem de preferência:

— Suprimir os dispositivos de restrição de movimentos que puderem ser dispensados, e/ou modificar o tipo ou a localização desses dispositivos.
— Refazer o cálculo por outro processo mais preciso, isto é, menos conservativo, que conduza a valores mais reais, e talvez menores, para as tensões e as reações.
— Alterar a configuração por outra mais flexível.

Observe-se que a primeira e terceira soluções consistem em se melhorar a flexibilidade de uma configuração não-satisfatória. A segunda solução, ao contrário, consiste em verificar se de fato a configuração não é satisfatória.

Pode-se melhorar a flexibilidade de uma tubulação, sem se fazer alteração no seu traçado, por simples modificações nos dispositivos de restrição de movimento. Esse recurso, quando possível de ser empregado, é sempre muito econômico porque não implica aumentar o comprimento da tubulação. São exemplos dessas modificações:

— Suprimir os dispositivos de restrição que não sejam realmente indispensáveis.
— Substituir uma ancoragem por uma guia ou um batente que impeça o movimento da tubulação na direção desejada, sem contudo fixá-la completamente.
— Modificar a posição de uma ancoragem, uma guia ou um batente.
— Substituir um suporte fixo por um móvel.

Quando for necessário modificar uma configuração para melhorar a flexibilidade, as modificações devem ser feitas de acordo com as recomendações já vistas no Item 5.5, procurando-se então:

— Diminuir as desproporções entre os diversos lados.
— Melhorar a simetria do traçado.
— Aumentar o comprimento total da tubulação.

As duas primeiras soluções (que podem ser adotadas simultaneamente) são em geral mais econômicas e, por isso, devem ser experimentadas em primeiro lugar, sempre que possível.

Nas modificações de traçado, devem ser observados ainda os seguintes pontos:

1. Na maioria dos casos, os pontos extremos da tubulação (bocais de vasos ou de equipamentos, ligações com outras linhas etc.) são dados do problema que não podem, ou não devem, ser alterados. Sendo assim, as modificações de traçado têm então de ser feitas exclusivamente no desenvolvimento da tubulação, conservando-se a posição e orientação dos pontos extremos.

Em outros casos, sobretudo tratando-se de instalações ainda em fase de projeto, é possível alterar-se a localização ou a orientação de bocais de vasos ou equipamentos (principalmente no caso de torres e outros vasos verticais, para os quais a orientação dos bocais é em geral indiferente em relação ao funcionamento), para atender-se à necessidade de flexibilidade das tubulações, desde que a localização do vaso ou equipamento propriamente dito não seja alterada. Algumas bombas permitem, por exemplo, mais de uma posição opcional de montagem da carcaça para facilitar o traçado das tubulações.

2. As modificações devem ser feitas, tanto quanto possível, de forma a não exigirem maior número de suportes ou de novas fundações, que são freqüentemente de custo elevado.

3. Em configurações planas, ganha-se sempre muito modificando-as para tridimensionais, com a finalidade de aproveitar o efeito da torção.

4. Em linhas de sucção de bombas, deve-se prestar atenção para, ao modificá-las, não introduzir pontos altos.

5. Deve-se verificar cuidadosamente os espaços disponíveis e as interferências com outras tubulações, equipamentos, suportes, estruturas etc., principalmente em locais congestionados.

Deve ser observado que uma tubulação pode "não passar" nos cálculos de flexibilidade por duas razões distintas:

1. Não ter flexibilidade suficiente.
2. Resultar em valores das reações sobre os pontos extremos ou sobre os pontos de fixação superiores aos admissíveis, embora a tubulação propriamente dita tenha flexibilidade suficiente. Esse segundo caso é freqüente nas tubulações ligadas a equipamentos com partes em movimento (máquinas), ou pouco resistentes (equipamentos com carcaça de ferro fundido, por exemplo), sobre cujos bocais os valores admissíveis dos esforços sejam relativamente baixos.

Em qualquer projeto, antes de se fazerem os cálculos de flexibilidade, deve ser feito um exame visual cuidadoso de todos os traçados de tubulação, para verificar se não há trechos com flexibilidade evidentemente insuficiente. Para evitar inúteis perdas de tempo, convém que sejam modificados antecipadamente os trechos onde haja seguras razões de dúvida quanto à flexibilidade, mesmo porque a modificação de um traçado traz em geral como conseqüência a necessidade de outras modificações, de traçados, de localização e tipo de suportes, e até do próprio arranjo dos equipamentos e construções. Em particular, não deve haver nunca trechos retos entre dois pontos de ancoragem, dois bocais de equipamentos, uma ancoragem e um bocal, ou outras fixações equivalentes. Esses trechos, ainda que curtos, não terão nenhuma possibilidade de dilatação.

5.9 Processos de Cálculos de Flexibilidade

Vários processos existem para os cálculos de flexibilidade das tubulações. Em ordem decrescente de precisão, podemos citar:

1. Método analítico geral.
2. Métodos gráficos aplicáveis a determinadas configurações de tubulações.
3. Métodos simplificados aplicáveis a diversas configurações.

O método analítico geral, que será visto no Cap. 7, é um método matemático rigoroso, aplicável a quaisquer configurações, baseado na consideração de cada trecho como uma viga hiperestática. Para o cálculo manual, é um processo muito trabalhoso, pois para cada tubulação chega-se a um sistema cujo número de equações e de incógnitas será 6 ($n - 1$), sendo n o número de fixações e de ramais existentes. Esse método adapta-se bem à programação para computador; por esse motivo, quando existem recursos de informáti-

ca, o método analítico geral pode ser empregado, de forma rotineira, para o cálculo de todas as tubulações, que podem assim ser calculadas com rapidez e precisão, inclusive testando-se sucessivamente várias configurações diferentes, para verificar qual a melhor e mais econômica.

Os métodos simplificados gráficos têm precisão satisfatória para as finalidades práticas, quando aplicados rigorosamente dentro das configurações e condições de fixação para as quais foram deduzidos. Às vezes, por necessidade de serviço, esses métodos têm sido empregados para configurações ou condições de fixação semelhantes, porém não exatamente iguais. Essas extrapolações, que em princípio não se devem fazer, só podem ser feitas por pessoas experientes e com todo cuidado, porque podem conduzir a erros importantes e nem sempre em favor da segurança, principalmente quanto às reações nos extremos.

Os outros métodos simplificados devem sempre ser usados com cuidado, porque nunca se pode garantir a ordem de grandeza dos erros cometidos. Apesar de suas limitações, os métodos simplificados ainda são de utilidade quando não se dispõe de recursos de informática para o emprego do método analítico geral, sendo usados principalmente nos seguintes casos:

1. Análise preliminar de quaisquer sistemas de tubulações.
2. Análise final de sistemas de serviços não muito severos.

A análise mais exata de uma tubulação, com o emprego do método analítico geral, ou outro processo de precisão equivalente, é exigida nos seguintes casos:

1. Tubulações de "Categoria M", como definido pela norma ASME B 31.3, ou seja, tubulações para fluidos altamente tóxicos, e outras tubulações de grande risco ou em locais perigosos, principalmente em temperaturas muito elevadas (acima de 450°C), quando a resistência dos materiais fica muito reduzida.
2. Tubulações em serviços fortemente cíclicos (mais de 7 000 ciclos completos de aquecimento e resfriamento durante a vida útil).
3. Tubulações ligadas a equipamentos que só admitem pequenos esforços sobre os bocais.
4. Casos em que haja o máximo interesse em economia, devido ao uso de materiais de custo elevado nas tubulações.
5. Tubulações excessivamente rígidas devido ao diâmetro, à espessura da parede ou à configuração.
6. Tubulações dos circuitos principais de centrais nucleares.

Atualmente, encontram-se disponíveis no mercado vários programas de computador capazes de simular sistemas de tubulação complexos, executando o cálculo de flexibilidade com rapidez e precisão.

Em geral, esses programas, que permitem simular praticamente todos os tipos de carregamento a que podem estar submetidas as tubulações, podem executar uma ampla variedade de tarefas, compreendendo, entre outras, as seguintes:

1. Verificação do atendimento aos limites admissíveis de tensões estabelecidos pelas normas de projeto de tubulação.
2. Determinação dos esforços sobre suportes, ancoragens e quaisquer outros dispositivos de restrição à livre expansão térmica da tubulação (guias e batentes).

3. Verificação de esforços em bocais de equipamentos, segundo as normas aplicáveis.
4. Seleção de suportes de mola.
5. Geração de arquivos gráficos para elaboração de isométricos em computador.
6. Criação de modelos para cálculo de flexibilidade a partir de arquivos de programas de desenho.
7. Simulação de acessórios de tubulação (válvulas e flanges), com definição automática de seus pesos e dimensões básicas.

Todos os cálculos de que trata o Cap. 8 podem também ser feitos com grande precisão por qualquer um desses programas.

Entre os principais programas de computador existentes no mercado para cálculo de flexibilidade podem ser mencionados os seguintes: AUTOPIPE®, CAESAR II®, PIPEPLUS®, SIMFLEX® e TRIFLEX®, marcas registradas de empresas de desenvolvimento de programas de computador, mundialmente conhecidas.

Como já foi observado, os métodos de cálculo de flexibilidade de tubulações são métodos de verificação, e não de dimensionamento direto, isto é, suposta uma determinada configuração, verifica-se se a sua flexibilidade é ou não satisfatória.

5.10 Cálculos das Tensões Secundárias pela Norma ASME B 31

Como já vimos no Item 3.7, pelo critério de cálculo na norma ASME B 31 (Seções 1, 3 e 5), a tensão combinada resultante das diversas tensões secundárias (S_e) deve ser inferior ao valor S_a dado pela expressão:

$$S_a = f(1{,}25\ S_c + 0{,}25\ S_h),$$

em que f, S_c e S_h são, respectivamente, um fator de redução para serviços cíclicos e as tensões admissíveis básicas do material na temperatura mínima e na temperatura máxima dos ciclos de aquecimento e resfriamento.

Vimos também que deve ser feito o cálculo em separado das tensões secundárias, não sendo necessário combiná-las com as demais tensões que estejam agindo simultaneamente.

Como já foi também observado, o valor de S_a é sempre superior ao de S_h, para o mesmo material e mesmas condições, exceto para alguns serviços fortemente cíclicos, em que temos $f < 1$. Na maioria dos casos, em que S_a é maior do que S_h, a diferença entre esses dois valores aumenta à medida que a temperatura aumenta, isto é, à medida que o valor de S_h diminui. Convém lembrar que S_h é a tensão admissível, estabelecida pela norma, para as tensões primárias devido à pressão interna, aos pesos etc. A principal razão de a norma admitir valores elevados para a tensão admissível S_a é a existência do fenômeno do relaxamento espontâneo, que redistribui e alivia as tensões secundárias (provenientes das dilatações e dos movimentos de pontos extremos), o que não acontece com as tensões primárias.

Quando a tensão resultante dos esforços combinados longitudinais (a que nos referimos no Item 3.7) for menor do que S_h, a norma permite ainda que seja considerado um valor mais alto para S_a, como também já foi explicado no Item 3.7.

Observe-se que, para o cálculo das tensões e reações conseqüentes das dilatações, a temperatura de projeto é *sempre* a mais alta temperatura que possa ocorrer na tubulação, independentemente do valor simultâneo que tenha a pressão, ainda que essa temperatura seja transitória ou eventual. No caso de contrações (para temperaturas inferiores à ambiente), a temperatura de projeto deve ser a mínima possível de ocorrer. Para serviços com hidrocarbonetos ou outros fluidos inflamáveis, a temperatura de projeto deve ser no mínimo a temperatura da lavagem com vapor (*steam-out*), adotada em geral como sendo 100°C ou mais. Para todas as tubulações não-enterradas, e expostas ao tempo, em quaisquer serviços, a temperatura de projeto deve ser no mínimo 60°C, que é a temperatura a que pode atingir uma tubulação quando vazia, em conseqüência do aquecimento pelo sol.

De acordo com a norma ASME B 31, a tensão combinada resultante das tensões secundárias (S_e) deve ser calculada pela seguinte expressão:

$$S_e = \sqrt{S_b^2 + 4\ St^2}$$

em que: S_b: tensão resultante de flexão

S_t: tensão resultante de torção

$St = \dfrac{Mt}{2Z}$ M_t: momento de torção resultante

Z: momento resistente da seção transversal do tubo

Para as tensões resultantes da flexão temos, pela norma ASME B 31.3:

— Nas mudanças de direção (curvas, joelhos, tubos curvados etc.):

$$S_b = \frac{\sqrt{(i_i\ M_i)^2 + (i_o\ M_o)^2}}{Z} \qquad \text{(veja Fig. 5.7)}$$

em que:

i_i: fator de intensificação de tensões } no próprio plano da curva
M_i: momento fletor

i_o: fator de intensificação de tensões } no plano normal à curva
M_o: momento fletor

— Nas derivações, temos, para a linha tronco:

$$S_b = \frac{\sqrt{(i_i\ M_i)^2 + (i_o\ M_o)^2}}{Z_e}$$

e para o ramal:

$$S_b = \frac{\sqrt{(i_i\ M_i)^2 + (i_o\ M_o)^2}}{Z_e}$$

em que:

i_i: fator de intensificação de tensões } no plano da derivação
M_i: momento fletor }
i_o: fator de intensificação de tensões } no plano normal à derivação
M_o: momento fletor }
Z_e: momento resistente efetivo do ramal: $Z_e = \pi r_m^2\, ts$
r_m: raio médio da seção transversal do ramal
ts: espessura efetiva do ramal: o menor entre t_h e $i_i t_b$
t_h: espessura do tubo tronco (excluído qualquer reforço)
t_b: espessura do ramal

Pela norma ASME/B 31.1, as fórmulas e critérios de cálculo são os mesmos acima descritos, com a diferença de que só é considerado um único valor para o fator de intensificação de tensões, isto é, $i_i = i_o$.

A expressão que dá o valor da tensão combinada S_e deriva-se da teoria de ruptura do cisalhamento máximo. Os momentos fletores e de torção deverão ser calculados pelos processos referidos no Item 5.7, exigindo, entretanto, a norma que os métodos aproximados e simplificados só sejam utilizados nas condições e configurações para as quais a sua adequada exatidão esteja comprovada. É importante observar que, para qualquer caso, a norma estabelece que os momentos sejam calculados em função do módulo de elasticidade do material em temperatura ambiente. Essa consideração vai conduzir evidentemente a valores mais altos do que os reais para os momentos.

Os "fatores de intensificação de tensões" (*stress intensification factor*), como definidos pela norma, são os fatores que exprimem, para cada tipo de conexão ou outro acidente, as concentrações de tensões que se verificam em conseqüência das descontinuidades geométricas causadas por esses acidentes. Esses fatores devem ser multiplicados pelas tensões ou pelos momentos calculados, para se levar em conta o efeito de concentração de tensões. A Fig. 5.8 mostra alguns desses fatores de acordo com a norma ASME B 31.1; a norma ASME B 31.3 fornece uma tabela semelhante, mas com valores diferentes para i_i e i_o.

A norma considera ainda os denominados "fatores de flexibilidade" (*flexibility factors*), que são também relacionados a cada tipo de curvas, joelhos, curvas em gomos, tês,

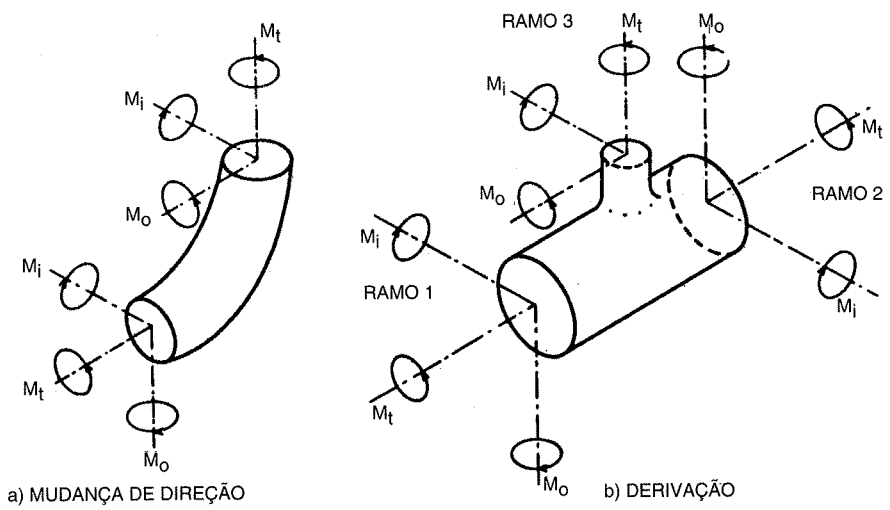


Fig. 5.7

e outros acidentes. Esse fator é definido como sendo a relação entre a deflexão resultante no acidente em questão e a deflexão prevista pela teoria de viga convencional. O fator de flexibilidade exprime a flexibilidade adicional que possuem esses acidentess; a Fig. 5.8 mostra também o valor de alguns desses fatores.

DESCRIÇÃO	V. NOTAS	FATOR DE FLEXIBILIDADE k	FATOR DE INTENSIFICAÇÃO DE TENSÕES i	CARACTERÍSTICA DE FLEXIBILIDADE h	ESQUEMA
Curva fabricada ou tubo curvado	1	$\frac{1,65}{h}$	$\frac{0,9}{h^{2/3}}$	$\frac{\bar{T}R_1}{(r_2)^2}$	
Curva em gomos com espaçamento $S < r_2(1+\text{tg}\,\theta)$	1	$\frac{1,52}{h^{5/6}}$	$\frac{0,9}{h^{2/3}}$	$\frac{\text{cotg}\,\theta\,\bar{T}s}{2(r_2)^2}$	
Tê fabricado de acordo com ANSI B16.9	2	1	$\frac{0,9}{h^{2/3}}$	$4,4\frac{\bar{T}}{r_2}$	
Ramificação sem reforço	2	1	$\frac{0,9}{h^{2/3}}$	$\frac{\bar{T}}{r_2}$	

Notas gerais

Os fatores de flexibilidade e de intensificação de tensões tabelados acima aplicam-se para a flexão em qualquer plano, e não devem ser menores que 1. Para a torção, ambos os fatores são considerados iguais a 1.

Para o caso das curvas, ambos os fatores aplicam-se às linhas de centro (destacadas nos esquemas com traço cheio); para as ramificações, o fator de intensificação de tensões é referido ao ponto de interseção das linhas de centro do tronco e do ramal.

A notação usada nos esquemas acima é a seguinte:

r_2 — raio médio da seção transversal do tubo da série correspondente à da conexão (pol.).

$\bar{T}$ — para curvas, espessura nominal (pol.) da parede da curva; para tês e ramificações, espessura nominal (pol.) da parede do tubo.

R_1 — raio de curvatura da linha de centro da curva (pol.).

θ — metade do ângulo definido pelas seções transversais de um gomo.

S — espaçamento dos gomos, medido sobre a linha de centro da curva (pol.).

Notas específicas

1. Se à curva forem acoplados flanges em uma ou nas duas extremidades, o fator de flexibilidade (k) e o de intensificação de tensões (i) deverão ser corrigidos, multiplicando-os por c_1:

$c_1 = \sqrt[6]{h}$ para curvas com flanges em uma das extremidades.

$c_1 = \sqrt[3]{h}$ para curvas com flanges nas duas extremidades.

2. Os fatores de intensificação de tensões (i) para ramificação foram levantados experimentalmente, considerando-se ramais de diâmetro igual ao do tronco. Para ramais de diâmetro diferente, os mesmos valores de k e i poderão ser usados até que novos dados sejam obtidos.

Fig. 5.8

Quando for aplicado o pré-tensionamento, qualquer que seja a percentagem, a norma exige que as tensões sejam calculadas como se não houvesse pré-tensionamento, admitindo-se o efeito do pré-tensionamento apenas para diminuir as reações nos extremos.(*)

5.11 Cálculo das Reações pela Norma ASME B 31

Para esse cálculo, a norma ASME B 31 considera as reações que se exercem com o sistema quando aquecido na temperatura máxima (R_h), e as reações com o sistema na temperatura ambiente ou na temperatura mínima (R). Para cada ponto extremo, e para cada direção, ambas as reações R_h e R deverão ser calculadas em função da reação R, obtida pelo cálculo de flexibilidade para o ponto e a direção em questão.

As fórmulas que darão R_h e R são as seguintes:

$$R_h = \left(1 - \frac{2}{3}C\right)\left(\frac{E_h}{E_c}\right) R$$

$R_c = CR$; ou $R_c = C_1R$, devendo ser tomado o maior desses dois valores.

Nessas fórmulas temos:

C: fator de pré-tensionamento, variando de zero, quando não há pré-tensionamento, até 1, quando o pré-tensionamento é total.

C_1: fator estimado para levar em conta o efeito do relaxamento espontâneo:

$C_1 = 1 - \frac{S_h}{S_c}\frac{E_c}{E_h}$. Deve ser tomado $C_1 = 0$ quando resultar em um valor negativo.

E_h: módulo de elasticidade do material na temperatura máxima.

E_c: idem, na temperatura ambiente ou na temperatura mínima.

Vemos que, quando não houver pré-tensionamento, teremos:

$$R_h = \left(\frac{E_h}{E_c}\right) R,$$

e teremos também geralmente $R_c = 0$. Em outras palavras, a reação na temperatura máxima será o valor calculado R (corrigido da relação dos módulos de elasticidade), e a reação na temperatura ambiente será nula. Observe-se que a reação R foi calculada em função das tensões, e, portanto, com o valor do módulo de elasticidade em temperatura ambiente.

Os momentos de reação podem ser calculados de modo análogo, em função dos momentos de reação obtidos no cálculo de flexibilidade.

As fórmulas acima só se aplicam a sistemas com apenas dois pontos de fixação; sistemas com mais de dois pontos fixos, ou com outras restrições, devem ser estudados especificamente.

(*) A norma ASME B 31 não permite que o pré-tensionamento seja levado em conta para o cálculo das tensões, porque a tensão efetiva para o cálculo de flexibilidade é a diferença algébrica entre os valores máximo e mínimo das tensões no ciclo de aquecimento e resfriamento. O valor dessa soma algébrica, chamada pela norma de "*displacement stress-range*", é a mesma, haja ou não o pré-tensionamento (veja Fig. 3.3, Cap. 3). Por esse motivo, o pré-tensionamento só pode ser considerado para a possível redução das forças e momentos de reação.

5.12 Exemplos de Alguns Casos Particulares de Traçado

1. *Tensões nos trechos e ramais curtos* — Nos trechos curtos de tubos e nos ramais curtos, podem ocorrer tensões excessivas, mesmo quando a tubulação completa tenha flexibilidade suficiente. No exemplo figurado [Fig. 5.9(*a*)], o trecho *CD* é bastante grande para absorver a dilatação de *BC*, isto é, há flexibilidade suficiente no tubo. Entretanto, nos trechos *AB* e *EF*, podem facilmente desenvolver-se tensões excessivas provenientes dos deslocamentos para a esquerda, dos pontos *B* e *E*, em conseqüência da dilatação de *BC*. A solução para o caso poderá ser a colocação de um batente onde indicado, próximo a *E*, que impeça o deslocamento do tubo para a esquerda.

2. *Dilatação de ramais longos* — Podem também, com freqüência, ocorrer tensões excessivas, causadas pela flexão de uma linha, em conseqüência da dilatação de um ramal longo a ela ligado, ainda que o ramal em si tenha flexibilidade suficiente [Fig. 5.9(*b*)]. Mesmo que o trecho *BC* tenha comprimento bastante para absorver a dilatação do trecho *AB*, essa dilatação poderá fazer fletir exageradamente a linha tronco, causando tensões excessivas. A solução poderá ser a colocação de um batente onde indicado, ou de uma guia próximo ao ponto *A*.

3. *Ramal ligado a duas linhas tronco* — Quando se tem um ramal ligado a duas linhas tronco, deve-se prestar atenção aos movimentos diferenciais das duas linhas tronco, uma em relação à outra, movimentos estes que se dão quando as linhas sofrem dilatações diferentes ou não-simultâneas. Se o traçado do ramal não tiver bastante flexibilidade, como os exemplos das Figs. 5.10, um movimento diferencial das linhas tronco poderá causar tensões excessivas ou mesmo a ruptura em algum ponto do ramal. As Figs. 5.10(*a*) e (*b*) mostram também como se poderá modificar o traçado dos ramais, dando suficiente flexibilidade e conservando as mesmas posições das derivações nas linhas tronco.

4. *Linhas verticais ao longo de vasos em temperatura elevada* — Como a temperatura de uma linha é em geral diferente da temperatura média do vaso, não pode haver suporte fixo da linha no vaso, porque a dilatação diferencial faria a linha suspender do suporte, com o aquecimento do vaso, ficando todo o peso da linha sobre o bocal. Teremos, entre outras, as seguintes soluções possíveis:

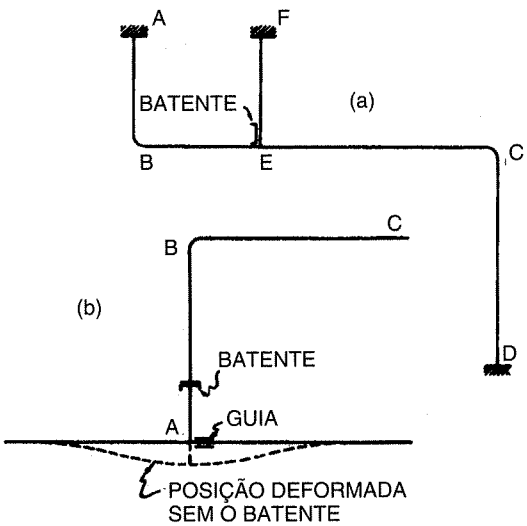


Fig. 5.9

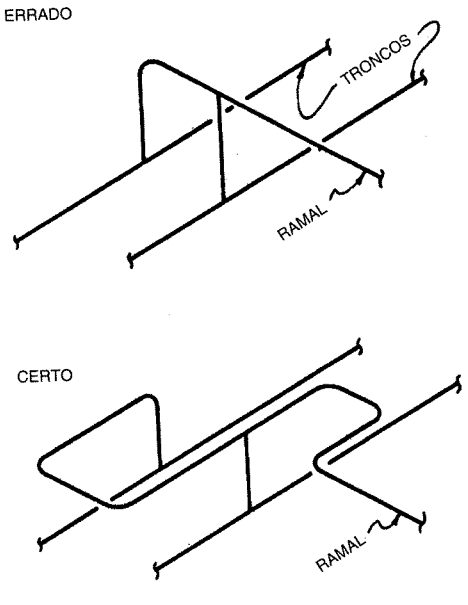


Fig. 5.10(*a*)

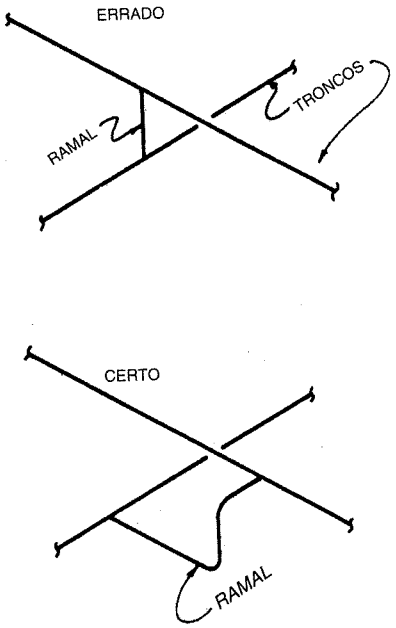


Fig. 5.10(*b*)

a) Se a altura do bocal não for muito grande, de forma que todo o peso da linha possa ficar sobre o bocal, a solução mais simples será providenciar um trecho horizontal *BC* capaz de absorver, por flexão, a dilatação do trecho vertical (Fig. 5.11).

b) Se o trecho *BC* resultar muito grande, ficando um peso excessivo sobre o bocal, poderá ser colocado um suporte de molas no ponto *C*.

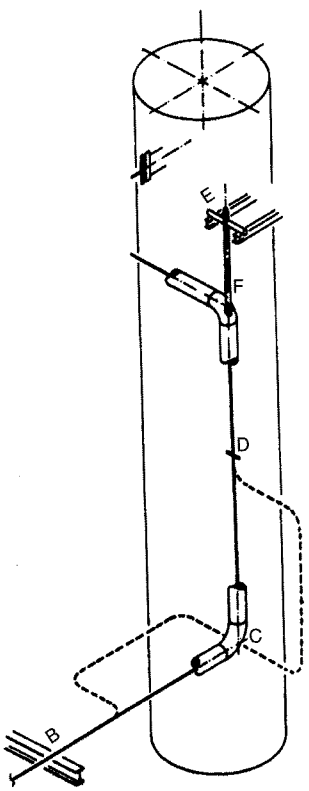


Fig. 5.11

c) Quando os pesos forem ainda maiores, será necessário colocar outros suportes de molas, no ponto *D*, por exemplo.

d) Para dilatações maiores, conservando-se a posição do ponto *B*, pode-se dar um maior desenvolvimento ao trecho horizontal (de preferência), ou ao trecho vertical, como mostram as linhas tracejadas da figura, para aumentar a flexibilidade.

e) No caso anterior, será preferível colocar uma ancoragem intermediária no próprio vaso (no ponto *C*, por exemplo), para isolar os dois trechos, e fazer as curvas de expansão trabalharem independentemente. Em tubos pesados, devem ser evitadas as curvas de expansão nos trechos verticais devido à dificuldade de se suportar e guiar convenientemente a linha.

f) Se o peso total da tubulação não for grande demais, de forma a poder ser suportado por um único ponto, uma solução muito simples consistirá em colocar um suporte fixo em um "trunion" no ponto *E*, de forma que a dilatação vertical do vaso entre *A* e *E* seja equivalente à dilatação vertical da linha entre *A* e *F*. O ponto *E* (do tubo) ficará imóvel em relação ao vaso, tanto a frio como a quente, e poderá, portanto, ter um suporte fixo.

5.13 Esforços sobre os Bocais de Vasos e de Equipamentos

Como já vimos, nos cálculos de flexibilidade são considerados pontos de ancoragem não só as ancoragens propriamente ditas como também os pontos extremos das tubulações, ligados a bocais de vasos ou de equipamentos.

Os valores máximos admissíveis dos esforços que podem ser exercidos sobre esses bocais são muito difíceis de se calcular rigorosamente; mesmo nos casos simples, o cálculo numérico exato pela Resistência dos Materiais é bastante complexo e trabalhoso.

Esses esforços são principalmente graves quando se trata de bocais de máquinas (bombas, compressores, turbinas etc. ou outros equipamentos que tenham peças em movimento). Nesses casos, os esforços da tubulação podem causar vazamentos e fugas internas, desgaste excessivo de gaxetas, mancais e buchas, ou mesmo empenos em eixos e hastes. O problema ainda se torna mais sério com as máquinas que possuem carcaça de ferro fundido, que pode sofrer trincas ou fraturas.

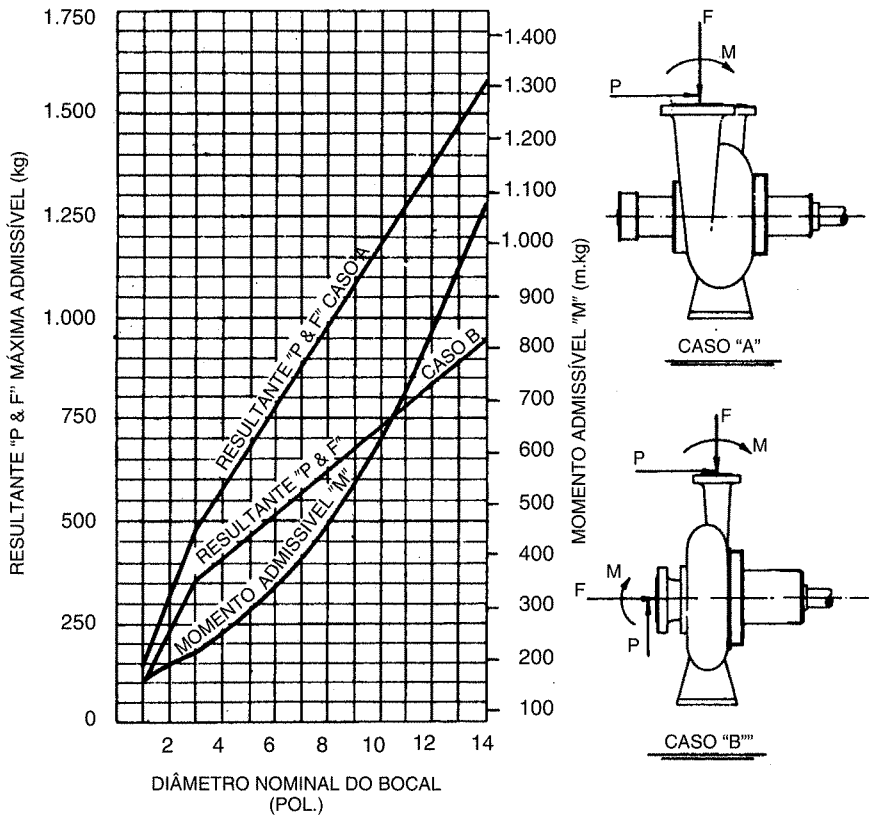
Para os equipamentos de caldeiraria, fabricados de chapas de aço (tanques, torres, vasos, permutadores de calor etc.), os esforços da tubulação, ainda que tenham valores elevados, em geral não são perigosos, não só porque podem ser toleradas pequenas deformações locais, sem prejuízo para o funcionamento, como também porque as tensões resultantes dessas deformações decrescem com o tempo, por um fenômeno semelhante ao relaxamento espontâneo das tubulações quentes. A situação pode, entretanto, tornar-se crítica em equipamentos sujeitos a grande número de ciclos sucessivos de aquecimento e resfriamento, porque a alternância de deformações pode causar trincas por fadiga. Essas deformações, ainda que pequenas, podem também não ser toleradas para partes que tenham ajustagem mecânica de certa precisão.

No caso de qualquer máquina, recomenda-se, em primeiro lugar, e como providência mais importante, procurar obter do fabricante da máquina os valores máximos admissíveis dos esforços sobre os bocais, sendo essa providência indispensável para compressores e para bombas e turbinas de grande porte, para que possa ser mantida a responsabilidade do fabricante sobre a máquina. Freqüentemente, porém, não é possível obter dados confiáveis; casos existem em que o fabricante fornece valores evidentemente irreais para esses esforços máximos, ou até declara simplesmente que "a tubulação não deve exercer nenhum esforço sobre o equipamento", o que é evidentemente impossível.

As normas API 610, 611 e 617, do American Petroleum Institute, e as normas NEMA SM-21 e SM-22, da National Electric Manufacturers Association, contêm dados e processos de cálculo para esforços admissíveis sobre bombas centrífugas, turbinas e compressores, que podem servir na falta de outras informações ou para verificar dados do fabricante. Esses elementos costumam também ser empregados na fase preliminar de um projeto, antes que sejam definidos os fabricantes das máquinas. É importante observar que os dados dessas normas só podem ser aplicados às máquinas projetadas e construídas exatamente de acordo com todas as exigências dessas mesmas normas.

Na falta também de outros dados, ou para máquinas que não atendam a essas normas, pode-se recorrer a vários dados práticos, como o ábaco mostrado na Fig. 5.12. Note-se que os valores fornecidos por esses ábacos não têm nenhuma garantia, podendo ser tanto muito conservativos como também muito altos; além disso, valem somente para máquinas operando em temperatura ambiente.

A M. W. Kellogg Co. recomenda que os bocais de vasos e de equipamentos sejam considerados como se fossem um pedaço de tubo, calculando-se as tensões máximas combinadas de flexão e torção em função das forças e momentos exercidos pela tubulação. O referido autor fixa em 40 MPa ($\cong$ 400 kg/cm^2) o valor máximo admissível para essas



CASO "A" – BOMBA CENTRÍFUGA, MANCIAIS EM AMBOS OS EXTREMOS.

CASO "B" – BOMBA CENTRÍFUGA, IMPELIDOR EM BALANÇO, MANCAL EM UM SÓ EXTREMO.

PARA BOMBAS ALTERNATIVAS, ADMITEM-SE FORÇAS 50% MAIORES QUE AS INDICADAS PELA CURVA "A".

Fig. 5.12 Esforços admissíveis sobre os bocais de bombas. (*Cortesia de Foster — Wheeler Corporation.*)

tensões. Esse método, que nem sempre é muito simples, pode ser usado na falta de outros dados, ou para comparar com valores obtidos dos ábacos ou fornecidos pelos fabricantes.

Para os tanques e vasos em geral, contruídos de chapas, é possível um cálculo direto, semi-analítico, dos esforços limites admissíveis sobre os bocais, pelo processo fornecido pela norma britânica de vasos de pressão (British Standard 1515), baseado nos estudos do prof. Bijlaard. Por esses cálculos, verifica-se que os esforços feitos por tubulações de flexibilidade suficiente estão geralmente muito abaixo dos limites admissíveis.

É importante lembrar que os dados referentes aos esforços máximos admissíveis, ou o cálculo desses esforços, devem ser correspondentes à temperatura máxima que possa ocorrer no equipamento, porque a resistência do material decresce com a temperatura.

Em qualquer caso, convém que o esforço sobre os bocais seja predominantemente perpendicular ao eixo da máquina, devendo-se reduzir ao mínimo, através de um traçado adequado das tubulações, os esforços axiais e os momentos fletores e de torção. Quando os esforços sobre os vasos ou equipamentos tiverem valores consideráveis, deve também ser verificado como esses esforços se transmitem às bases e fundações, que talvez não tenham sido previstas para absorver tais esforços. Essa consideração é importante principalmente no caso de vasos ou equipamentos situados em posições elevadas, sobre estruturas relativamente leves.

6

CÁLCULO DA FLEXIBILIDADE PELO MÉTODO DA VIGA EM BALANÇO GUIADA

6.1 MÉTODO DA VIGA EM BALANÇO GUIADA

O método da viga em balanço guiada (*guided-cantilever method*) é um método aproximado para o cálculo das tensões internas e dos esforços da reação nos extremos de uma tubulação, provenientes das dilatações e/ou de movimentos dos pontos extremos. Esse método *não pode* ser empregado para análise de sistemas em que se exijam cálculos mais precisos, como definido no Item 5.9.

O método pode ser aplicado para quaisquer configurações, planas ou espaciais, que satisfaçam a todas as seguintes condições:

1. Todos os lados sejam retos e paralelos a uma das três direções ortogonais.
2. Todos os lados façam ângulos retos entre si.
3. Todos os lados sejam constituídos por tubos de mesmo material e de mesmo momento de inércia, ou seja, do mesmo diâmetro e mesma espessura de parede.
4. O sistema tenha apenas dois pontos de fixação, situados em seus extremos, e nenhuma restrição intermediária.

No estabelecimento desse método, foram feitas as seguintes hipóteses simplificativas:

1. Todos os lados se deformam sem que haja deformações ou rotações nos ângulos, que permanecem retos e com os lados paralelos às direções da posição inicial. Isto é, os lados se deformam como se fossem vigas em balanço com os extremos guiados, como mostra a Fig. 6.1.
2. A dilatação total que se dá em cada uma das três direções ortogonais, isto é, a soma das dilatações dos lados paralelos a essa direção é integralmente absorvida pela flexão dos lados paralelos às outras duas direções ortogonais e vice-versa.
3. Não são levadas em consideração as torções que se dão nos diversos lados de uma configuração tridimensional.

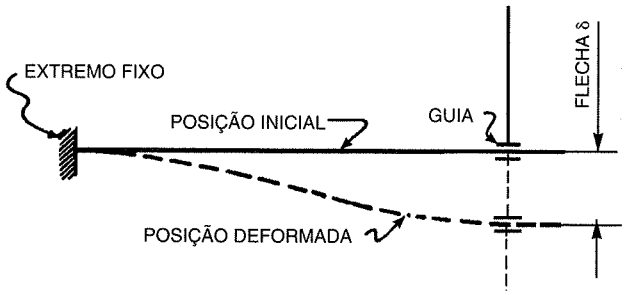


Fig. 6.1

Os resultados obtidos por esse método são em geral conservativos — isto é, os valores calculados das tensões e reações são em geral superiores aos valores que de fato se verificam —, porque a maioria dos sistemas é na realidade bem mais flexível do que o considerado nas hipóteses acima, pelas seguintes razões:

— Há sempre uma flexibilidade adicional causada pelas deformações dos ângulos.
— Nos sistemas espaciais, além da flexão há ainda a torção dos diversos lados, que contribui para aumentar a flexibilidade.
— Nem todos os lados deformam-se como vigas em balanço guiadas; alguns curvam-se apenas, aumentando também a flexibilidade.

Entretanto, não se pode garantir que todos os resultados, para quaisquer sistemas, estejam sempre do lado da segurança.

6.2 Configuração Simples em L

Consideremos uma configuração, em *L* simples, ancorada em ambos os extremos (Fig. 6.2). Quando há um aquecimento, ambos os lados se dilatam. Como estamos supondo que não haja deformação nos ângulos, a dilatação de um dos lados vai produzir uma

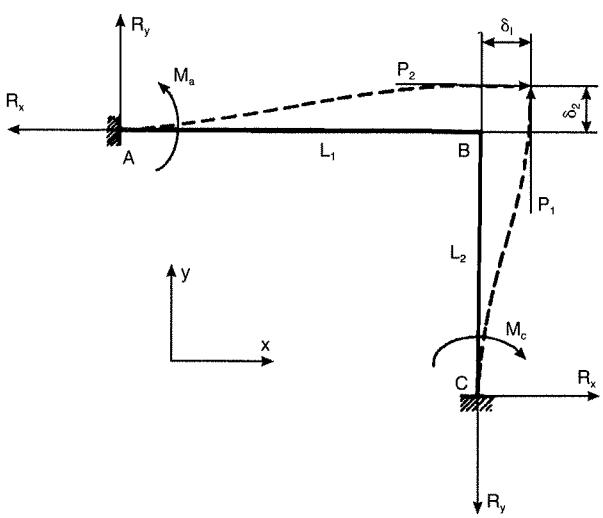


Fig. 6.2

flexão no outro lado, cuja flecha será justamente a referida dilatação. Assim, a flecha a que o lado L_1 estará submetido será a dilatação δ_2 do lado L_2 e vice-versa.

A expressão da flecha em uma viga em balanço com o extremo guiado é:

$$\delta = \frac{P L^3}{12\, EI} \tag{1}$$

em que:

P = força aplicada no extremo da viga.
L = comprimento do lado.
E = módulo de elasticidade do material.
I = momento de inércia do tubo.

Note-se que a flecha que cada lado é capaz de suportar é proporcional ao cubo do seu comprimento; assim, aumentando-se o comprimento de um lado em apenas 10%, a sua flexibilidade fica aumentada de 33%. Embora esse método de cálculo seja aproximado, essa proporcionalidade é exata. Temos, entretanto:

$$M = \frac{PL}{2}; \quad S = \frac{MD}{2I} \tag{2}$$

em que:

M = momento fletor máximo.
S = tensão máxima na fibra mais distendida do material.
D = diâmetro externo do tubo.

O diagrama dos momentos está mostrado na Fig. 6.3. Substituindo, vem:

$$\delta = \frac{L^2 S}{3\, ED} \tag{3}$$

ou

$$S = \frac{3\, E\, D\, \delta}{L^2} \tag{4}$$

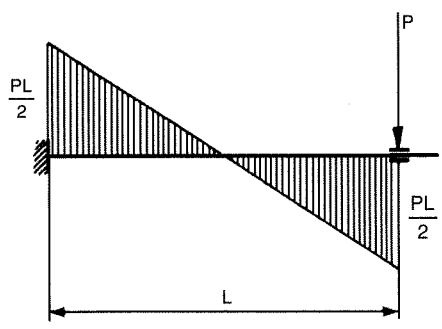


Fig. 6.3

que é a expressão da tensão máxima que se desenvolve em um lado de comprimento L quando submetido a uma flecha δ. Como a norma ASME B 31 estabelece que o cálculo das tensões seja feito com o módulo de elasticidade em temperatura de montagem prevista para a tubulação (que será em geral a temperatura ambiente) — E_c —, a fórmula acima ficará:

$$S = \frac{3\,E_c\,D\,\delta}{L^2}. \tag{4a}$$

As tensões máximas S_1 e S_2, nos dois lados L_1 e L_2 serão, portanto:

$$S_1 = \frac{3E_c\,D\,\delta_2}{L_1^{\,2}}$$

$$S_2 = \frac{3\,E_c\,D\,\delta_1}{L_2^{\,2}}.$$

As dilatações δ_1 e δ_2 serão:

$$\begin{aligned} \delta_1 &= e\,L_1 \\ \delta_2 &= e\,L_2 \end{aligned} \tag{5}$$

em que e é o coeficiente de dilatação unitária do material para a variação de temperatura em questão. Teremos, então, para as tensões máximas:

$$\left.\begin{aligned} S_1 &= \frac{3\,E_c\,De\,L_2}{L_1^{\,2}} = \frac{KL_2}{L_1^{\,2}} \\ S_2 &= \frac{3\,E_c\,De\,L_1}{L_2^{\,2}} = \frac{KL_1}{L_2^{\,2}} \end{aligned}\right\} \tag{6}$$

Para que o sistema seja considerado como tendo flexibilidade suficiente, isto é, consiga absorver as dilatações sem que seja ultrapassado o valor da tensão admissível, deveremos ter:

$$\frac{KL_2}{L_1^{\,2}} \leq S_a$$

$$\frac{KL_1}{L_2^{\,2}} \leq S_a$$

A constante K tem os seguintes valores práticos:

$$K = \frac{3E_c\,De}{1\,000\,000} \quad \text{para} \quad \begin{cases} S \text{ e } E_c \text{ em MPa} \\ L \text{ em m} \\ D \text{ e } \delta \text{ em mm} \\ e \text{ em mm / m} \end{cases}$$

$$K = \frac{3E_c\ De}{10\ 000} \qquad \text{para} \qquad \begin{cases} S \text{ e } E_c \text{ em kg / cm}^2 \\ L \text{ em m} \\ D \text{ e } \delta \text{ em mm} \\ e \text{ em mm / m} \end{cases}$$

$$K = \frac{E_c\ De}{48} \qquad \text{para} \qquad \begin{cases} S \text{ e } E_c \text{ em psi} \\ L \text{ em pés} \\ D \text{ e } \delta \text{ em pol} \\ e \text{ em pol / pés} \end{cases}$$

As reações que o sistema exerce sobre as ancoragens na direção x serão as forças R_x, iguais e de sinais contrários à força P_2, que está fletindo o lado L_2. Analogamente, as reações na direção y serão as forças R_y, iguais e de sinais contrários à força P_1. Os momentos de reação M_a e M_c serão os valores máximos dos momentos fletores aplicados em cada um dos lados. Da fórmula (2) poderemos tirar esses valores em função das tensões máximas:

$$\left.\begin{aligned} M_a &= \frac{2IS_1}{D}\frac{E_h}{E_c} = CS_1 \\ M_c &= \frac{2IS_2}{D}\frac{E_h}{E_c} = CS_2 \end{aligned}\right\} \tag{7}$$

O fator E_h/E_c foi acrescentado porque a norma ASME B 31 estabelece que o cálculo das reações deve ser feito com o valor do módulo de elasticidade na temperatura máxima do ciclo térmico (E_h), e as tensões foram calculadas com o valor de E_c, isto é, o módulo de elasticidade na temperatura mínima do ciclo térmico. As reações R_x e R_y serão:

$$\left.\begin{aligned} R_x &= P_2 = \frac{2M_c}{L_2} \\ R_y &= P_1 = \frac{2\ M_a}{L_1} \end{aligned}\right\} \tag{8}$$

A constante C tem os seguintes valores práticos:

$$C = \frac{20\ I}{D}\ \frac{E_h}{E_c} \qquad \text{para } M \text{ em m.N, } R \text{ em N, } I \text{ em cm}^4$$

$$C = \frac{2\ I}{100\ D}\ \frac{E_h}{E_c} \qquad \text{para } M \text{ em mkg, } R \text{ em kg, } I \text{ em cm}^4$$

$$C = \frac{I}{6\ D}\ \frac{E_h}{E_c} \qquad \text{para } M \text{ em pé:lb, } R \text{ em lb, } I \text{ em pol}^4$$

Observe-se que o valor das tensões é proporcional ao diâmetro e independente do momento da inércia, isto é, da espessura do tubo; um tubo de menor diâmetro será assim, em igualdade de outras condições, mais flexível do que o de maior diâmetro. O valor das reações é, entretanto, como se poderia prever, proporcional ao momento de inércia.

O cálculo das reações e momentos de reação acima descrito é apenas aproximado, podendo os resultados ser bastante diferentes dos obtidos pelo cálculo hiperestático exato.

6.3 Configuração em *U*

Consideremos agora uma configuração plana em *U*, como mostra a Fig. 6.4. A dilatação do lado L_2 desenvolve-se para os dois lados, causando simultaneamente flechas nos lados L_1 e L_3. A flecha que causará a flexão no lado L_2 será a diferença entre as dilatações δ_1 e δ_3 dos lados L_1 e L_3. Teremos assim a seguinte correlação entre lados e flechas impostas:

Lado L_1: flecha δ_{21}.
Lado L_2: flecha $\delta_1 - \delta_3$
Lado L_3: flecha δ_{23}.

A soma das flechas δ_{21} e δ_{23} será a dilatação total δ_2 do lado L_2:

$$\delta_2 = \delta_{21} + \delta_{23}. \tag{9}$$

A distribuição da dilatação δ_2 pelos lados L_1 e L_3 se fará de acordo com a maior ou menor flexibilidade desses dois lados: o lado mais flexível, isto é, mais comprido, absorverá uma maior parcela de δ_2. Como já vimos, a flexibilidade de cada lado é proporcional ao cubo do seu comprimento; teremos então:

$$\frac{\delta_{21}}{\delta_{23}} = \frac{L_1^3}{L_3^3}. \tag{10}$$

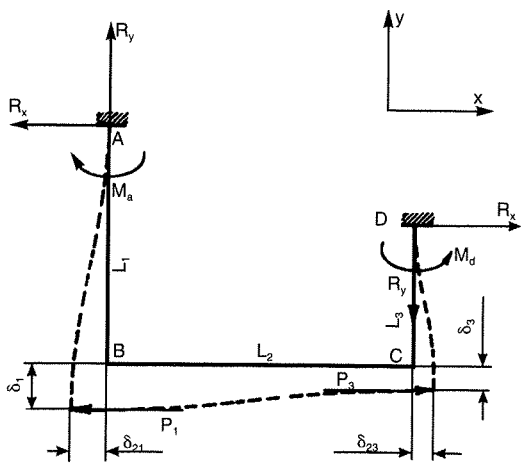


Fig. 6.4

Dessa expressão tira-se sucessivamente:

$$\frac{\delta_{21} + \delta_{23}}{\delta_{21}} = \frac{L_1^3 + L_3^3}{L_1^3}; \frac{\delta_2}{\delta_{21}} = \frac{L_1^3 + L_3^3}{L_1^3}; \delta_{21} = \delta_2 \frac{L_1^3}{L_1^3 + L_3^3}.$$

Tem-se, finalmente:

$$\left.\begin{aligned} \delta_{21} &= e\, L_2 \frac{L_1^3}{L_1^3 + L_3^3} \\ \delta_{23} &= e\, L_2 \frac{L_3^3}{L_1^3 + L_3^3} \end{aligned}\right\} \qquad (11)$$

As fórmulas (11) dão a distribuição da dilatação total do lado L_2 sobre cada um dos lados L_2 e L_3.

As tensões máximas nos três lados serão portanto:

$$\left.\begin{aligned} L_1:\ S_1 &= \frac{3\, E_c\, D\, \delta_{21}}{L_1^2} = \frac{3\, E_c\, De\, L_2\, L_1}{L_1^3 + L_3^3} = K\, \frac{L_2\, L_1}{L_1^3 + L_3^3} \\ L_2:\ S_2 &= \frac{3\, E_c\, D\, (\delta_1 - \delta_3)}{L_2^2} = \frac{3\, E_c\, De\, (L_1 - L_3)}{L_2^2} = K\, \frac{L_1 - L_3}{L_2^2} \\ L_3:\ S_3 &= \frac{3\, E_c\, D\, \delta_{23}}{L_3^2} = \frac{3\, E_c\, De\, L_2\, L_3}{L_1^3 + L_3^3} = K\, \frac{L_2\, L_3}{L_1^3 + L_3^3} \end{aligned}\right\} \qquad (12)$$

Para que o sistema tenha flexibilidade suficiente, deveremos ter as três tensões máximas inferiores à tensão admissível S_a. Observemos que se tivermos $L_1 = L_3$, teremos também $\delta_{21} = \delta_{23}$ e $S_1 = S_3$; nesse caso (pelas hipóteses desse método), o lado L_2 não sofrerá nenhuma flexão, continuando retilíneo.

O cálculo dos momentos e forças de reação será feito de maneira análoga ao explicado no exemplo anterior. Teremos pois:

$$M_a = \frac{2\, I\, S_1}{D} \frac{E_h}{E_c} = C\, S_1$$

$$M_d = \frac{2\, I\, S_3}{D} \frac{E_h}{E_c} = C\, S_3.$$

As reações R_x serão iguais, em valor absoluto, às forças P_1 e P_3 exercidas pelo lado L_2 sobre os lados L_1 e L_3, isto é, as forças fletoras desses lados. Teremos assim:

$$R_{xa} = P_1 = \frac{2\, M_a}{L_1}$$

$$R_{xd} = P_3 = \frac{2\,M_d}{L_3}$$

É fácil verificar que teremos sempre $R_{xa} = R_{xd}$, mesmo porque o sistema está em equilíbrio estático. As forças de reação R_y serão iguais, em valor absoluto, às forças P_2 que estão fletindo ao lado L_2, correspondentes, portanto, ao momento fletor sobre esse lado:

$$R_y = \frac{2\,C\,S_2}{L_2}.$$

6.4 Exemplo Numérico

Verificar a flexibilidade e calcular as reações e momentos de reação da configuração indicada na Fig. 6.5.

Os dados são os seguintes:

— Tubo: 6″ série 40.
— Material: aço-carbono ASTM A 53 Gr. A.
— Norma: ASME B 31.3.
— Temperatura de projeto: 360°C.

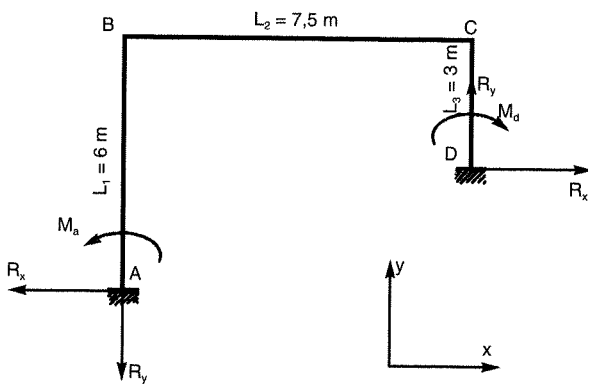


Fig. 6.5

Das tabelas apropriadas tiramos:

— Dilatação unitária: e = 4,6 mm/m.
— Diâmetro externo: D = 168,2 mm.
— Módulo de elasticidade a 360°C: E_h = 174 000 MPa
— Módulo de elasticidade em temperatura ambiente: $E_c = 2 \times 10^5$ MPa.
— Tensão admissível a 360°C: S_h = 11 650 psi.
— Tensão admissível em temperatura ambiente: S_c = 16 000 psi.
— Momento de inércia: I = 1170 cm^4.

De acordo com a norma, a tensão admissível para os esforços de dilatação será: $= S_a = f(1{,}25\,S_c + 0{,}25\,S_h)$. Substituindo:

$$S_a = 1{,}0\,(1{,}25 \times 16\,000 + 0{,}25 \times 11\,650) = 22\,915 \text{ psi} = 161 \text{ MPa}$$

As constantes para o cálculo das tensões e das reações serão:

$$K = \frac{3\,E_c\,De}{1\,000\,000} = \frac{3 \times 200\,000 \times 168{,}2 \times 4{,}6}{1\,000\,000} = 464{,}2$$

$$C = \frac{20\,I}{D}\frac{E_h}{E_c} = \frac{20 \times 1\,170}{168{,}2}\,\frac{174\,000}{200000} = 121{,}0$$

As tensões máximas serão então:

Lado L_1:

$$S_1 = K\frac{L_2\,L_1}{L_1^{\,3} + L_3^{\,3}} = 464{,}2\,\frac{7{,}5 \times 6}{6^3 + 3^3} = 85{,}9 \text{ MPa}$$

Lado L_2:

$$S_2 = K\,\frac{L_1 - L_3}{L_2^{\,2}} = 464{,}2\,\frac{6 - 3}{7{,}5^2} = 24{,}7 \text{ MPa}$$

Lado L_3:

$$S_3 = K\frac{L_2\,L_3}{L_1^{\,3} + L_3^{\,3}} = 464{,}2\,\frac{7{,}5 \times 3}{6^3 + 3^3} = 42{,}9 \text{ MPa}$$

O sistema tem, portanto, flexibilidade suficiente, já que todas as tensões máximas estão inferiores à tensão admissível S_a.

Os momentos e forças de reação serão:

$$M_a = C\,S_1 = 121{,}0 \times 85{,}9 = 10\,393 \text{ mN}$$
$$M_a = C\,S_3 = 121{,}0 \times 42{,}9 = 5\,190 \text{ mN}$$

$$R_x = \frac{2\,M_a}{L_1} = \frac{2 \times 10\,393}{6} = 3\,464 \text{N}$$

$$R_y = \frac{2\,C\,S_2}{L_2} = \frac{2 \times 121{,}0 \times 24{,}7}{7{,}5} = 796 \text{ N}$$

6.5 Configuração em *Z*

Consideremos agora uma configuração em *Z* como representada na Fig. 6.6. Essa configuração é semelhante à considerada anteriormente; a dilatação do lado L_2 também será distribuída entre os lados L_1 e L_3, de maneira análoga à vista para a configuração em *U*. A flecha imposta ao lado L_2 será agora a soma das dilatações dos lados L_1 e L_3: $\delta_2 = \delta_1 + \delta_3$.

Teremos então:

Tensões máximas nos lados:

$$\left.\begin{aligned} S_1 &= K\,\frac{L_2 L_1}{L_1^3 + L_3^3} \\ S_2 &= K\,\frac{L_1 + L_3}{L_2^2} \\ S_3 &= K\,\frac{L_2 L_3}{L_1^3 + L_3^3} \end{aligned}\right\} \qquad (13)$$

Momentos e reações:

$$M_a = C\,S_1$$

$$M_d = C\,S_3$$

$$R_x = \frac{2\,M_a}{L_1}$$

$$R_y = \frac{2\,CS_2}{L_2}$$

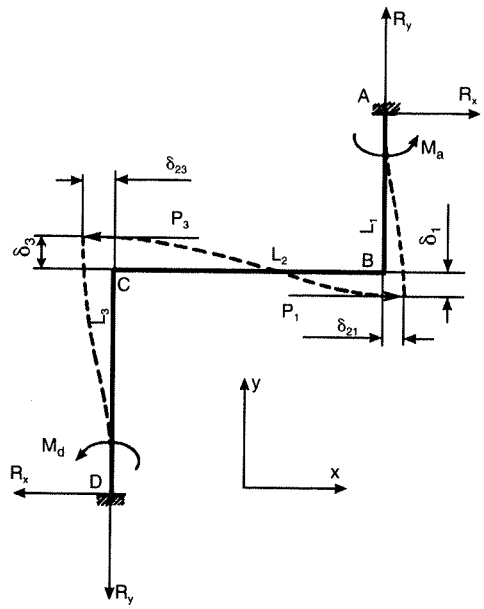


Fig. 6.6

Para facilitar o cálculo das configurações em *L*, em *U* e em *Z* existem formulários em que as diversas etapas de cálculo estão sistematizadas, como o exemplo mostrado na Fig. 6.7. No formulário representado nessa figura, estão repetidos os mesmos cálculos do exemplo numérico do Item 6.4.

6.6 Caso Geral de Qualquer Configuração

Passemos agora para o caso geral de uma configuração qualquer, plana ou espacial, desde que satisfazendo às condições de aplicação desse método, vistas no Item 6.1.

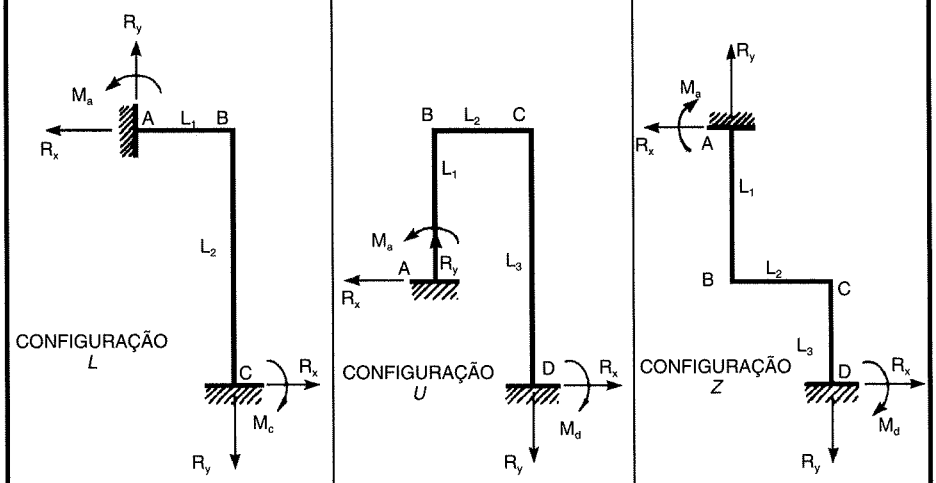
Para essas configurações, deduzem-se fórmulas gerais que dão diretamente a distribuição da dilatação de cada lado sobre todos os outros. Essas fórmulas supõem que cada lado do sistema esteja submetido simultaneamente a duas flexões cujas flechas são paralelas às duas direções ortogonais perpendiculares à direção do lado considerado. Assim, um lado qualquer L_n, paralelo à direção x, estará submetido a duas flechas, uma δ_{ny} na direção y e outra δ_{nz} na direção z. Essa suposição é uma conseqüência direta da 2.ª hipótese vista no Item 6.1. As fórmulas que dão os valores de δ_{ny} e δ_{nz} são as seguintes:

$$\delta_{ny} = \frac{L_n^3\,\Delta_y}{\Sigma\,L_x^3 + \Sigma\,L_z^3}; \qquad \delta_{nz} = \frac{L_n^3\,\Delta_z}{\Sigma\,L_x^3 + \Sigma\,L_y^3}. \qquad (14)$$

Para um outro lado qualquer L_p na direção y, teremos também duas flechas, δ_{px} e δ_{pz} nas direções x e z, respectivamente, cujos valores serão:

$$\delta_{px} = \frac{L_p^3\,\Delta_x}{\Sigma\,L_y^3 + \Sigma\,L_z^3}; \qquad \delta_{pz} = \frac{L_p^3\,\Delta_z}{\Sigma\,L_x^3 + \Sigma\,L_y^3}. \qquad (14)$$

FLEXIBILIDADE DAS CONFIGURAÇÕES EM *L*, *U* e *Z* MÉTODO DA VIGA EM BALANÇO GUIADA (UNIDADES MÉTRICAS)	OBRA: DES. Nº: LINHA: DATA: REV: POR:



				L_1	6 m	L_1^3	216	L_1	m	L_1^3	
L_1	m	L_1^2		L_2	7,5 m	L_2^3	56,2	L_2	m	L_1^2	
L_2	m	L_2^2		L_3	3 m	L_3^3	27	L_3	m	L_3^3	

DIÂM. NOM. e espess.	6" Série 40	MOD. ELAST. a fino (E_c)	2.0×10^6 kg/cm²	MOM. INÉRCIA (I)	1,170 cm⁴
MATERIAL	ASTM:A53 GrA	MOD.ELAST. a quente (E_n)	$1,74 \times 10^6$ kg/cm²	$k = \frac{3E_cD_e}{10.000}$	$\frac{3 \times 2 \times 10^6 \times 16.82 \times 0.46}{10.000} = 650$
TEMP. DE PROJETO	360 °C	TENSÃO adm. a frio (S_c)	1.090 kg/cm²		
DILAT. UNITÁRIA (e)	0,46 cm/m	TENSÃO adm.a quente (S_n)	890 kg/cm²	$C = \frac{21}{100.D}\frac{E_n}{E_c}$	$\frac{2 \times 1170 \times 2}{100 \times 16.82 \times 1.74} = 1.210$
DIÂM. EXTERNO (D)	16,82 cm	$S_a = f(1,25\,S_c + 0,25\,S_n)$	1.610 kg/cm²		

	FLEXIBILIDADE		CÁLCULO DAS REAÇÕES			
	TENSÕES MÁXIMAS		MOMENTOS DE REAÇÃO		FORÇAS DE REAÇÃO	
CONFIGURAÇÃO EM "L"	$S_1 = K\frac{L_2}{L_1^2}$	kg/cm²	$M_a = C\,S_1$	m · kg	$R_y = \frac{2M_a}{L_2}$	kg
	$S_2 = K\frac{L_1}{L_2^3}$	kg/cm²	$M_c = C\,S_2$	m · kg	$R_z = \frac{2M_c}{L_1}$	kg
CONFIGURAÇÕES EM "U" e "Z"	$S_1 = K\frac{L_2\,L_1}{L_1^2 + L_3^3}$	$4.650\,\frac{7,5 \times 6}{216 + 27} = 816$ kg/cm²	$M_a = C\,S_1$	$1.210 \times 861 = 1.042$ m · kg	$R_s = \frac{2M_a}{L_1}$	$2 \times 1.042 = 348$ kg
	$S = K\frac{L_1 \pm L_3}{L_2^2}$	$4.650\,\frac{6 - 3}{56.2} = 249$ kg/cm²			$R_y = \frac{2C \cdot S_2}{L_2}$	$\frac{2 \times 1.210 \times 249}{7.5} = 80$ kg
	$S = K\frac{L_2\,L_3}{L_1^2 + L_3^3}$	$4.650\,\frac{7,5 \times 6}{216 + 27} = 430$ kg/cm²	$M_a = C\,S_1$	$1.210 \times 430 = 520$ m · kg		

NA FÓRMULA DE S_2: SINAL (+) PARA A CONFIGURAÇÃO "*Z*" e SINAL (−) PARA A CONFIGURAÇÃO "*U*"

Fig. 6.7

E assim por diante, para qualquer outro lado, em qualquer das três direções ortogonais.

Nas fórmulas acima temos as seguintes notações:

ΣL_x^3, ΣL_y^3, ΣL_z^3: Valor absoluto dos somatórios dos cubos dos comprimentos de todos os lados paralelos a cada uma das direções, x, y e z, respectivamente.

Δ_x: Valor absoluto da soma algébrica das dilatações lineares dos lados paralelos à direção x, combinado com a soma algébrica dos movimentos de pontos extremos nessa mesma direção, caso existam.

$\left.\begin{matrix}\Delta_y \\ \Delta_z\end{matrix}\right\}$ Definições análogas à de Δ_x, acima, referentes às direções y e z.

Δ_x, Δ_y e Δ_z são também as somas algébricas das flechas impostas a todos os lados, em cada uma das respectivas direções, resultantes do efeito combinado de dilatações e de movimentos de pontos extremos. A cada flecha imposta corresponderá uma tensão máxima, de acordo com a fórmula (3) do Item 6.2. Teremos então para os lados L_n e L_p acima citados:

$$\left.\begin{array}{ll}\text{Lado } L_n & \left\{\begin{array}{l} S_{ny} = \dfrac{3E_c D\delta_{ny}}{L_n^2} = \dfrac{3E_c D\Delta_y L_n}{\Sigma L_x^3 + \Sigma L_z^3} = K_y L_n \\[2ex] S_{nz} = \dfrac{3E_c D\delta_{nz}}{L_n^2} = \dfrac{3E_c D\Delta_z L_n}{\Sigma L_x^3 + \Sigma L_y^3} = K_z L_n \end{array}\right. \\[4ex] \text{Lado } L_p & \left\{\begin{array}{l} S_{px} = \dfrac{3E_c D\delta_{px}}{L_p^2} = \dfrac{3E_c D\Delta_x L_p}{\Sigma L_y^3 + \Sigma L_z^3} = K_x L_p \\[2ex] S_{pz} = \dfrac{3E_c D\delta_{pz}}{L_p^2} = \dfrac{3E_c D\Delta_z L_p}{\Sigma L_x^3 + \Sigma L_y^3} = K_z L_{v.} \end{array}\right. \end{array}\right\} \qquad (15)$$

O sistema será considerado como tendo flexibilidade suficiente se tivermos todas as tensões máximas (relativas a todos os lados e a todas as direções) inferiores à tensão admissível.

As constantes K_x, K_y e K_z serão:

$$K_x = \frac{3E_c D\Delta_x}{\Sigma L_y^3 + \Sigma L_z^3};$$

$$K_y = \frac{3E_c D\Delta_y}{\Sigma L_x^3 + \Sigma L_z^3};$$

$$K_z = \frac{3E_c D\Delta_z}{\Sigma L_x^3 + \Sigma L_y^3}.$$

Para uso prático com o sistema SI (com as mesmas unidades anteriormente referidas), essas constantes terão os denominadores multiplicados por 1 000 000. Para uso com

E_c em kg/cm², D em mm, Δ em cm, e L em m, os denominadores deverão ser multiplicados por 10 000. Para uso com as unidades inglesas, isto é, E_c em psi, D e Δ em pol e L em pés, desaparecerá o 3 dos numeradores, e os denominadores serão multiplicados por 48.

Convém observar que a tensão máxima realmente atuando em cada lado será a resultante vetorial das duas tensões máximas acima referidas. Assim, a tensão máxima para o lado L_n será então:

$$S_n = \sqrt{S_{ny}^{\ 2} + S_{nz}^{\ 2}}.$$

Na prática, não se costuma calcular essas tensões resultantes para compensar a não-consideração do efeito de torção e da flexibilidade nas mudanças de direção da tubulação. Note-se que no caso mais desfavorável, quando as duas tensões forem iguais, e portanto a resultante for a diagonal de um quadrado, a resultante será cerca de 40% maior do que cada tensão componente.

Para configurações planas, como não temos nenhum lado paralelo à direção z, resultará $\Delta_z = 0$. Cada um dos lados ficará submetido então apenas a uma flecha, isto é, os lados na direção x terão flechas na direção y e vice-versa.

É fácil verificar que as fórmulas dadas nos Itens 6.2, 6.3 e 6.5 para as tensões máximas das configurações L, U e em Z são casos particulares das fórmulas gerais acima.

O cálculo das configurações gerais fica facilitado pelo emprego de formulários em que as diversas etapas do cálculo estão sistematizadas, como o exemplificado na Fig. 6.10.

No caso de tubulações em que existam movimentos de pontos extremos (veja Item 5.4), o cálculo das tensões provenientes desses movimentos também pode ser feito pelo método da viga em balanço guiada. De acordo com as hipóteses básicas desse método, considera-se que o deslocamento de um ponto extremo em uma determinada direção seja absorvido integralmente pela flexão dos lados paralelos às outras duas direções ortogonais.

Suponhamos que na configuração em L da Fig. 6.8 o ponto C sofra um deslocamento Δ. Esse deslocamento será absorvido pela flexão do lado L_2, cuja flecha imposta será o próprio deslocamento Δ. Bastará então comparar os valores da tensão causada no lado L_2 pela flexão Δ com a tensão admissível.

Em uma configuração espacial qualquer, se um dos pontos extremos se desloca de um valor Δ na direção y, por exemplo, tudo se passa como se tivéssemos: $\Delta_x = 0$, $\Delta_y = \Delta$, $\Delta_z = 0$, desenvolvendo-se todo o cálculo como já foi visto acima. Se tivermos deslocamentos em ambos os pontos extremos, o deslocamento de cálculo será a soma algébrica dos dois deslocamentos.

Quando o movimento de um ponto extremo tende a atenuar a dilatação, ou vice-versa, essa compensação só poderá ser considerada no cálculo se ambos os efeitos aconteceram

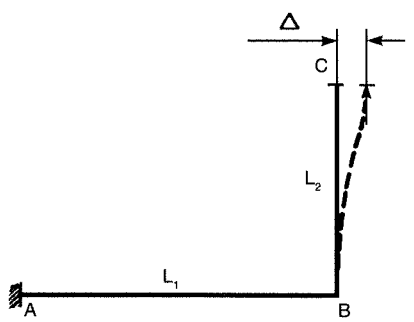


Fig. 6.8

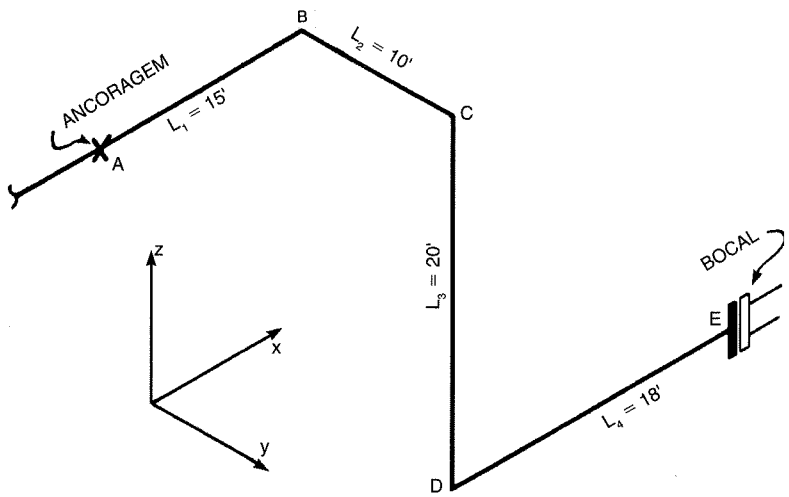


Fig. 6.9(*a*)

sempre simultaneamente. Desde que possa haver a hipótese, mesmo eventual, da ação isolada de um dos efeitos, o cálculo terá de se basear no pior caso.

6.7 Exemplo Numérico

Vamos verificar a flexibilidade da configuração indicada na Fig. 6.9(*a*).
Os dados são os seguintes:

— Tubo: 10″ série 40.
— Material: aço-carbono ASTM A 106 Gr. A.
— Norma: ASME B 31.3.
— Temperatura de projeto: 700°F.

Das tabelas tiramos:

— Dilatação unitária: $e = 0{,}056$ pol/pé.
— Diâmetro externo: $D = 10{,}75''$.
— Módulo de elasticidade em temperatura ambiente: $E_c = 29 \times 10^6$ psi.
— Tensão admissível a 700°F: $S_a = 22\,915$ psi.

Podemos fazer o seguinte quadro:

Lado	*Direção*	*Sentido*	*Comprimento* L	L^3	*Dilatação* $\delta = eL$
L_1	x	+	15	3 375	0,84
L_2	y	+	10	1 000	0,56
L_3	z	−	20	8 000	1,12
L_4	x	+	18	5 832	1,008

Para determinar os sinais correspondentes ao sentido das dilatações dos diversos lados, convenciona-se um sentido para cada uma das direções ortogonais x, y e z (dados pelas

setas na figura). Percorrendo-se então a tubulação a partir de um extremo até o outro, serão positivas as dilatações dos lados que forem percorridos no sentido da seta da respectiva direção ortogonal, e serão negativas as dilatações dos lados que forem percorridos em sentido contrário às setas. Assim, no exemplo da Fig. 6.9(*a*), percorrendo-se a tubulação desde o ponto A até o ponto E, serão positivas as dilatações δ_1, δ_2 e δ_4, e será negativa a dilatação δ_3. Como só nos interessam os valores absolutos das dilatações totais, pouco importa se o resultado da soma algébrica seja positivo ou negativo. Os sinais das dilatações podem também ser incluídos no quadro, como mostrado.

Calculemos em seguida: $\begin{cases} \Sigma L_x^3 = L_1^3 + L_4^3 = 3\ 375 + 5\ 832 = 9\ 207 \\ \Sigma L_y^3 = L_2^3 = 1\ 000 \\ \Sigma L_z^3 = L_3^3 = 8\ 000 \end{cases}$

Resultará: $\begin{cases} \Sigma L_x^3 + \Sigma L_y^3 = 9\ 207 + 1\ 000 = 10\ 207 \\ \Sigma L_x^3 + \Sigma L_z^3 = 9\ 207 + 8\ 000 = 17\ 207 \\ \Sigma L_y^3 + \Sigma L_z^3 = 1\ 000 + 8\ 000 = 9\ 000 \end{cases}$

Teremos para as dilatações totais: $\begin{cases} \Delta_x = 0{,}84 + 1{,}008 = 1{,}848'' \\ \Delta_y = 0{,}56'' \\ \Delta_z = 1{,}12'' \end{cases}$

Calculemos agora as constantes K_x, K_y e K_z:

$$K_x = \frac{E_c\ D\ \Delta_x}{48\left(\Sigma L_y^3 + \Sigma L_z^3\right)} = \frac{29 \times 10^6 \times 10{,}75 \times 1{,}85}{48 \times 9\ 000} = 1\ 333$$

$$K_y = \frac{E_c\ D\ \Delta_y}{48\left(\Sigma L_x^3 + \Sigma L_z^3\right)} = \frac{29 \times 10^6 \times 10{,}75 \times 0{,}56}{48 \times 17\ 207} = 211$$

$$K_z = \frac{E_c\ D\ \Delta_z}{48\left(\Sigma L_x^3 + \Sigma L_y^3\right)} = \frac{29 \times 10^6 \times 10{,}75 \times 1{,}12}{48 \times 10\ 207} = 712$$

As tensões máximas serão então:

Lado L_1: $S_{1y} = K_y L_1 = 211 \times 15 = 3\ 165$ psi
$S_{1z} = K_z L_1 = 712 \times 15 = 10\ 680$ psi

Lado L_2: $S_{2x} = K_x L_2 = 1\ 333 \times 10 = 13\ 3330$ psi
$S_{2z} = K_z L_2 = 712 \times 10 = 7\ 210$ psi

Lado L_3: $S_{3x} = K_x L_3 = 1\ 333 \times 20 =$ <u>26 660 psi</u> (maior tensão)
$S_{3y} = K_y L_3 = 211 \times 20 = 4\ 220$ psi

Lado L_4: $S_{4y} = K_y L_4 = 211 \times 18 = 3\ 798$ psi

$S_{4z} = K_z L_4 = 712 \times 18 = 12\ 816$ psi

Comparando os resultados acima com o valor da tensão admissível S_a, vemos que a tensão S_{3x} está superior a S_a. Isto significa que o lado L_3 está sendo submetido a um esforço acima do admissível, e que portanto a configuração não tem flexibilidade suficiente. Na prática, não há necessidade de se calcular todas as tensões máximas; bastará calcular, para cada lado, a maior tensão, que será a correspondente ao maior dos dois valores de K relativos ao lado em questão. Por exemplo, para o lado L_1 bastaria calcular S_{1z}, porque sabe-se antecipadamente que $K_z > K_y$.

Modifiquemos agora a configuração como mostrado na Fig. 6.9(*b*). O comprimento total da configuração inicial [da Fig. 6.8(*a*)] valia 63′; com a modificação feita o comprimento total passou para 73′, com um acréscimo de 16%.

Note-se que, quando se modifica uma configuração para melhorar a flexibilidade, deve-se evitar, tanto quanto possível, a necessidade de novos suportes e fundações.

Repetindo os mesmos cálculos feitos acima, teremos:

Lado	*Direção*	*Sentido*	*Comprimento* L	L^3	*Dilatação* $\delta = eL$
L_1	x	+	15	3 375	0,84
L_2	z	+	5	125	0,28
L_3	y	+	10	1 000	0,56
L_4	z	−	25	15 625	1,40
L_5	x	+	18	5 832	1,008

$$\Sigma L_x^3 = 9\ 207; \Sigma L_y^3 = 1\ 000; \Sigma L_z^3 = 125 + 15\ 625 = 15\ 750$$

$$\Sigma L_x^3 + \Sigma L_y^3 = 10\ 207; \Sigma L_z^3 + \Sigma L_z^3 = 9\ 207 + 15\ 750 = 24\ 957$$

$$\Sigma L_y^3 + \Sigma L_z^3 = 1\ 000 + 15\ 750 = 16\ 750$$

$$\Delta_x = 1{,}848''; \Delta_y = 0{,}56''; \Delta_z = 1{,}40 - 0{,}28 = 1{,}12''.$$

Observe-se que, apesar de termos modificado a configuração, as dilatações totais permaneceram as mesmas. É fácil de se comprovar que os valores das dilatações totais permanecem sempre os mesmos desde que não sejam alterados os pontos extremos de ancoragem, porque as dilatações dos diversos lados se compensam.

Teremos agora:

$$K_x = \frac{29 \times 10^6 \times 10{,}75 \times 1{,}85}{48 \times 10\ 750} = 716$$

$$K_y = \frac{29 \times 10^6 \times 10{,}75 \times 0{,}56}{48 \times 24\ 967} = 145$$

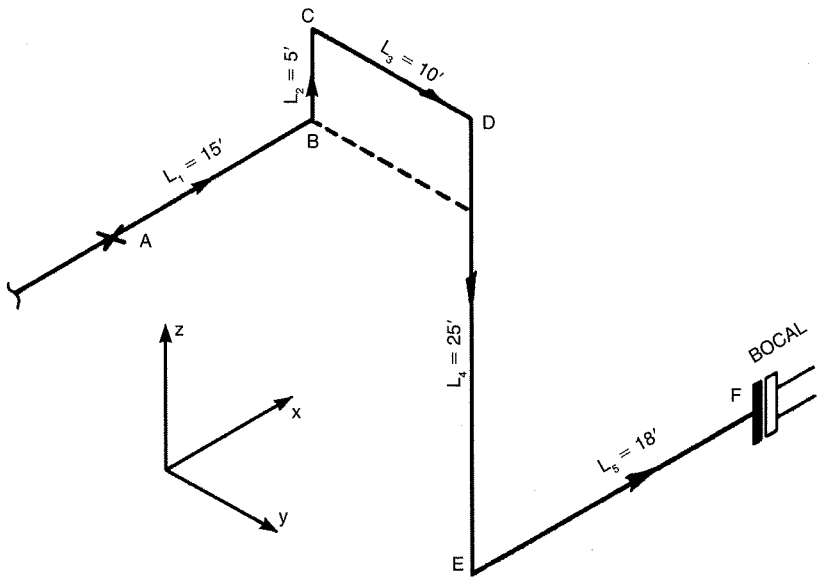


Fig. 6.9(*b*)

K_z: Mesmo valor anterior: 712

Calculando apenas a maior tensão para cada lado:

$$S_{1z} = K_z\ L_1 = 712 \times 15 = 10\,680 \text{ psi}$$
$$S_{2x} = K_x\ L_2 = 716 \times 5 = 3\,580 \text{ psi}$$
$$S_{3x} = K_x\ L_3 = 716 \times 10 = 7\,160 \text{ psi}$$
$$S_{4x} = K_x\ L_4 = 716 \times 25 = 17\,900 \text{ psi (tensão máxima)}$$
$$S_{5x} = K_z\ L_5 = 712 \times 18 = 12\,816 \text{ psi}$$

Temos agora todas as tensões máximas inferiores ao valor da tensão admissível, donde se conclui que a configuração tem flexibilidade suficiente. Convém observar que quando se tem em um sistema lados com tensões muito baixas (como é o caso dos lados L_2 e L_3 acima), é sinal de que o sistema está mal aproveitado, provavelmente devido à pouca simetria ou a desproporções entre os lados.

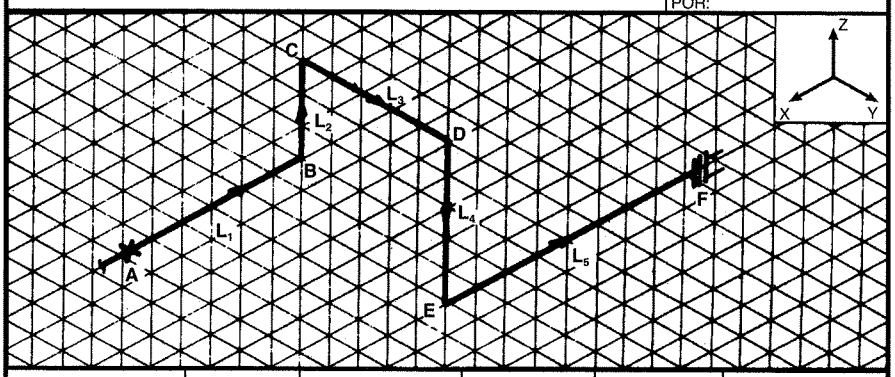
Os cálculos para a configuração final desse exemplo estão repetidos no formulário da Fig. 6.10.

6.8 Coeficiente de Correção das Tensões Máximas

Pode-se conseguir uma maior precisão no cálculo das tensões máximas com a introdução de um coeficiente de correção *f* que leva em conta o aumento de flexibilidade decorrente da não-rigidez dos ângulos. Esse coeficiente depende da posição relativa do lado considerado (lado extremo ou intermediário) e da proporção entre os lados. O coeficiente *f*, que é sempre maior do que um, está mostrado no gráfico C-14, do livro *Design of Piping Systems* da M. W. Kellogg, já citado, para alguns casos típicos(*). Os

(*) Esse gráfico, assim como outros gráficos da M. W. Kellogg, para o cálculo direto da flexibilidade de algumas configurações simples, estão reproduzidos no livro *Tabelas e Gráficos para Projetos de Tubulações*, de P. C. da Silva Telles e Darcy G. de Paula Barros.

FLEXIBILIDADE DE UMA CONFIGURAÇÃO QUALQUER MÉTODO DA VIGA EM BALANÇO GUIADA (UNIDADES INGLESAS)	OBRA: DES. Nº: LINHA: DATA: REV.: POR:



DIÂM. NOM. e ESPESS.	109" Série 40	DIÂM. EXT. (D)	10,75 pol	MOD. ELAST. a frio	$E_c =$ 29×10^6 psi
MATERIAL	ASTM A 106 G-A	TENSÃO ADMISSÍVEL	22.915 psi	MOD. ELAST. a q^te	$E_h =$ $21,5 \times 10^6$ psi
TEMP. DE PROJETO	700 °F	$S_a = f(1,25\ S_c + 0,25\ S_h)$		$C = \frac{1}{6D}\frac{E_h}{E_c}$	$\frac{161}{6 \times 10,75} \times \frac{21,5}{29} = 1,85$
DILAT. UNITÁRIA (e)	0,056 pol/pé	MOM. DE INÉRCIA (I)	161 pol⁴		

CÁLCULO DAS TENSÕES MÁXIMAS

LADO	DIREÇÃO	SENTIDO	L (pés)	L^3	DILATAÇÃO $\delta = eL$ (pol)	TENSÕES MÁXIMAS (psi) $S = K\,L$	$S = K\,L$
L_1	x	+	15	3.375	+ 0,84	$S_{1y} = K_z L_1 = 11.670$	$S_{1y} = K_y L_1 = 2.190$
L_2	z	+	5	125	+ 0,28	$S_{2x} = K_z L_2 = 3.580$	
L_3	y	+	10	1.000	+ 0,56	$S_{3z} = K_x L_3 = 7.160$	
L_4	z	−	25	15.625	− 1,40	$S_{4x} = K_z L_4 = 17.900$	
L_5	x	+	18	5.842	+ 1,01	$S_{5y} = K_z L_5 = 12.816$	$S_{5y} = K_y L_5 = 2.638$
L_6	–						
L_7	–						
L_8	–						

$\Delta_x = 0,84 + 1,01 = 1,85$	$\Delta_y = 0,56$	$\Delta_z = 1,40 - 0,28 = 1,12$
$\Sigma L_x^3 = 3.375 + 5.842 = 9.217$	$\Sigma L_y^3 = 1.000$	$\Sigma L_z^3 = 125 + 15.625 = 15.750$
$\Sigma L_x^3 + \Sigma L_y^3 = 10.217$	$\Sigma L_y^3 + \Sigma L_z^3 = 16.750$	$\Sigma L_x^3 + \Sigma L_z^3 = 24.967$
$K_x = \frac{E_c \cdot D \cdot \Delta_x}{48(\Sigma L_y^3 + \Sigma L_z^3)}$ $\frac{29 \times 10^6 \times 10,75 \times 1,85}{48 \times 16.750} = 716$	$K_y = \frac{E_c \cdot D \cdot \Delta_y}{48(\Sigma L_x^3 + \Sigma L_z^3)}$ $\frac{29 \times 10^6 \times 10,75 \times 0,56}{48 \times 24.967} = 146$	$K_z = \frac{E_c \cdot D \cdot \Delta_z}{48(\Sigma L_x^3 + \Sigma L_y^3)}$ $\frac{29 \times 10^6 \times 10,75 \times 1,12}{48 \times 10.217} = 712$

CÁLCULO DAS REAÇÕES NOS EXTREMOS

PONTOS EXTREMOS	MOMENTOS FLETORES (ft. lbs) M = C S	M = C S	FORÇAS DE REAÇÃO (lbs.) R = 2M/L	R = 2M/L	MOM. LADO ADJAC. M = C S	FORÇA DE REAÇÃO R = 2M/L
A	$M_{1y} = CS_{1y} = 21.589$	$M_{1z} = CS_{1y} = 4.051$	$R_{ay} = \frac{2M_{1y}}{L_1} =$ $= 540$	$R_{az} = \frac{2M_{1y}}{L_1} =$ $= 2.878$	$M_{2y} = CS_{2x} =$ $= 6.623$	$R_{ax} = \frac{2M_{2y}}{L_2} =$ $= 2.649$
G	$M_{5y} = CS_{5y} =$ $= 23.709$	$M_{5z} = CS_{5y} =$ $= 4.880$	$R_{fy} = \frac{2M_{5z}}{L_5} =$ $= 542$	$R_{fz} = \frac{2M_{5y}}{L_5} =$ $= 2.812$	$M_{4y} = CS_{4x} =$ $= 33.115$	$R_{fx} = \frac{2M_{4y}}{L_4} =$ $= 2.649$

Fig. 6.10

valores calculados das tensões máximas devem ser divididos pelo coeficiente f, obtendo-se assim menores valores para essas tensões. Quando se emprega esse coeficiente de correção, recomenda-se que sejam calculadas as resultantes das tensões máximas de cada lado.

6.9 Cálculo das Reações nos Extremos

O cálculo das reações nos extremos fixos pelo método da "viga em balanço guiada" é muito grosseiro, dando apenas uma indicação aproximada para boa parte das configurações.

Os momentos de reação são calculados da mesma maneira já vista anteriormente, em função das tensões máximas desenvolvidas no primeiro e último lados. Tomemos por exemplo o lado extremo L_1, ligado a um dos pontos fixos do sistema, e suponhamos que esse lado esteja na direção x. Teremos duas tensões máximas, S_{1y} e S_{1z}, nas direções y e z, respectivamente. O momento fletor correspondente à tensão S_{1y} será o momento M_{1z}, atuando segundo o eixo do z no plano xy. O outro momento fletor, correspondente à tensão S_{1z}, será o momento M_{1y}, atuando segundo o eixo dos y, no plano xz. Os valores desses momentos serão:

$$\left.\begin{aligned} M_{1z} &= \frac{2\,I\,S_{1y}}{D}\,\frac{E_h}{E_c} = C\,S_{1y} \\ M_{1y} &= \frac{2\,I\,S_{1z}}{D}\,\frac{E_h}{E_c} = C\,S_{1z} \end{aligned}\right\} \tag{16}$$

A constante C tem os valores já referidos no Item 5.2, para os diversos sistemas usuais de unidades. As forças de reação R_{ay} e R_{az}, que atuam segundo os eixos dos y e dos z, serão calculadas em função de M_{1z} e M_{1y}:

$$\begin{aligned} R_{ay} &= \frac{2\,M_{1z}}{L_1}; \\ R_{az} &= \frac{2\,M_{1y}}{L_1}. \end{aligned} \tag{17}$$

A terceira força de reação R_{ax}, na direção do próprio lado L_1, poderá ser avaliada aproximadamente calculando-se, pelas mesmas fórmulas acima, o momento fletor do lado adjacente ao lado considerado.

6.10 Exemplo Numérico

Vamos calcular as reações e momentos de reação agindo sobre os extremos de fixação do sistema já considerado no Item 6.7 (Fig. 6.11).

No ponto A teremos as três forças R_{ax}, R_{ay} e R_{az}, e os dois momentos M_{1z} e M_{1y}, o primeiro agindo no plano xy e o segundo no plano xz. Os sentidos de todas essas forças e momentos serão determinados imaginando-se a posição deformada do sistema e os esforços que estão sendo feitos sobre os pontos de fixação.

Para o cálculo da constante C temos:

— Momento de inércia: $I = 161$ pol^4.
— Módulo de elasticidade a 700ºF: $E_h = 21{,}5 \times 10^6$ psi.

Ficará então: $$C = \frac{I}{6D}\frac{E_h}{E_c} = \frac{161}{6 \times 10{,}75}\frac{21{,}5 \times 10^6}{29 \times 10^6} = 1{,}85$$

Os momentos no lado L_1 serão:

$$M_{1y} = CS_{1z} = 1{,}85 \times 10\,680 = 19\,758 \text{ pés} \cdot \text{lb}$$
$$M_{1z} = CS_{1y} = 1{,}85 \times 2\,175 = 4\,023 \text{ pés} \cdot \text{lb}$$

As reações correspondentes serão:

$$R_{ay} = \frac{2M_{1z}}{L_1} = \frac{2 \times 4\,023}{15} = 536 \text{lb}$$
$$R_{az} = \frac{2M_{1y}}{L_1} = \frac{2 \times 19\,758}{15} = 2\,634 \text{lb}$$

A reação R_{ax}, na direção do própio lado L_1, será calculada pela tensão máxima S_{2x}, do lado adjacente L_2; essa tensão corresponde ao momento M_{2y}, no plano zx. Teremos então:

$$M_{2y} = CS_{2x} = 1{,}85 \times 3\,580 = 6\,623 \text{pés} \cdot \text{lb}$$
$$R_{ax} = \frac{2M_{2y}}{L_2} = \frac{2 \times 6\,623}{5} = 2\,649 \text{ lb}$$

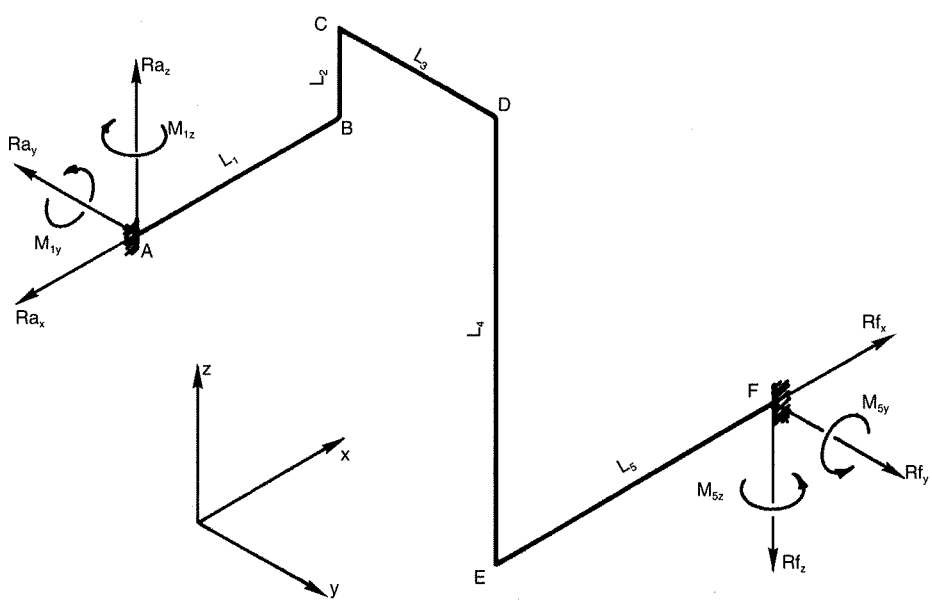


Fig. 6.11

Para os momentos e forças de reação no ponto F, teremos, analogamente:

$$M_{5y} = CS_{5x} = 1{,}85 \times 12\,816 = 23\,709 \text{ pés} \cdot \text{lb}$$

$$M_{5z} = CS_{5y} = 1{,}85 \times 2\,610 = 4\,828 \text{ pés} \cdot \text{lb}$$

$$R_{fy} = \frac{2M_{5x}}{L_5} = \frac{2 \times 4\,828}{18} = 536 \text{lb}$$

$$R_{fz} = \frac{2M_{5y}}{L_5} = \frac{2 \times 23\,709}{18} = 2\,634 \text{lb}$$

De maneira análoga à vista acima, a reação R_{fx}, na direção de L_5, será calculada em função da tensão máxima S_{4z}, do lado L_4. Teremos, pois:

$$M_{4y} = CS_{4x} = 1{,}85 \times 17\,900 = 33\,115 \text{ pés} \cdot \text{lb}$$

$$R_{fx} = \frac{2\,M_{4y}}{L_4} = \frac{2 \times 33\,115}{25} = 2\,634 \text{ lb} \tag{15}$$

Observe-se que chegamos a $R_{ax} = R_{fx}$, $R_{ay} = R_{fy}$, e $R_{az} = R_{fz}$, igualdades que devem acontecer sempre, porque o sistema está em equilíbrio.

Note-se também que o cálculo das reações e dos momentos de reação nos extremos também pode obrigar a que se modifique a configuração, tendendo a dar maior flexibilidade, diminuindo assim os valores dessas reações e momentos.

6.11 Exemplo Numérico

Considerando o caso de uma tubulação sujeita a um movimento em um dos seus extremos, vamos verificar a flexibilidade da tubulação de 8″, de descida de uma torre de fracionamento, como mostrado na Fig. 6.12. A tubulação tem um trecho vertical AB e outro horizontal BC; no ponto C existe uma ancoragem, e no ponto D existe uma viga que deve ser aproveitada para suporte da linha. Os dados são os seguintes:

— Tubo: 8″ série 40
— Material: aço-carbono API 5L Gr. A.
— Temperatura de projeto: 260°C.
— Movimento vertical, para cima, do ponto A, devido à dilatação da torre: $\delta_t = 92$ mm

Das tabelas tiramos:

— Dilatação unitária: $e = 3{,}1$ mm/m
— Módulo de elasticidade em temperatura ambiente: $E_c = 2{,}00 \times 10^5$ MPa
— Diâmetro externo: $D = 219$ mm
— Tensão admissível: $S_a = 163{,}6$ MPa

A constante K para o cálculo das tensões máximas será:

$$K = \frac{3E_cDe}{1\,000\,000} = \frac{3\times2{,}0\times10^5\times219\times3{,}1}{1\,000\,000} = 407{,}3$$

Para o lado L_1 a tensão máxima S_1 será causada exclusivamente pela dilatação do lado L_2; teremos então:

$$S_1 = K\frac{L_2}{L_1^2} = \frac{407{,}3\times10{,}2}{12{,}8^2} = 25{,}3\,\text{MPa}$$

Este lado está, portanto, com flexibilidade suficiente.

Como estamos supondo a existência de um suporte fixo no ponto D (que impede os movimentos verticais), o trecho BD terá de absorver a dilatação do trecho AB e também o movimento vertical do ponto B, conseqüente da dilatação da torre. O movimento vertical do ponto B será a diferença entre o movimento do bocal A (para cima) e a dilatação do trecho AB (para baixo):

$$\delta_t - eL_1 = 92{,}0 - 3{,}1\times12{,}80 = 52{,}3\text{ mm}$$

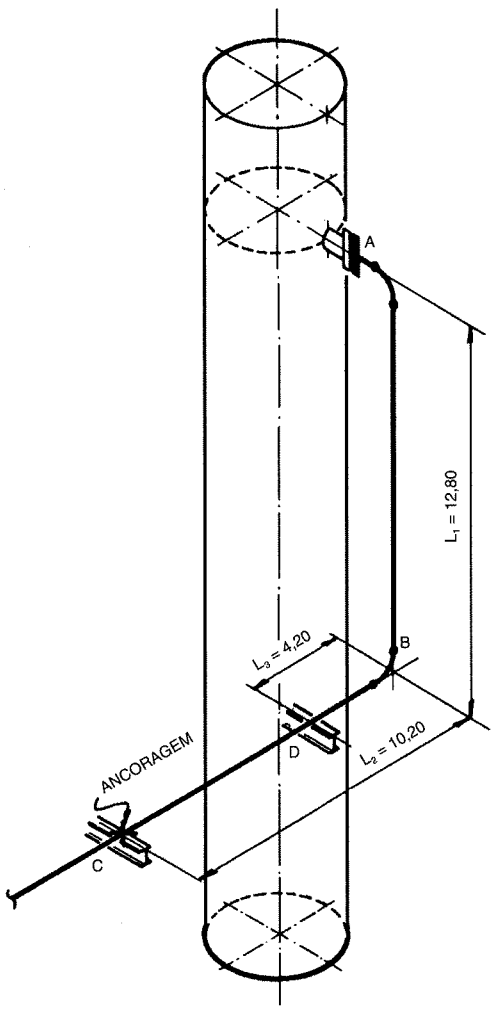


Fig. 6.12

O ponto B terá então um movimento para cima de 52,3 mm. Estamos supondo que o aquecimento da torre e da tubulação sejam sempre simultâneos. Se houvesse, por exemplo, uma válvula no ponto A, os aquecimentos poderiam não ser simultâneos (quando a válvula estivesse fechada), e nesse caso o trecho DB teria que absorver o maior movimento do ponto B, que seria o valor $\delta_t = 92{,}0$ mm.

A tensão máxima S_3 no trecho BD será assim:

$$S_3 = \frac{3E_c D\delta_t}{10^6 L_3^2} = \frac{3\times 2{,}0\times 10^5\times 219\times 52{,}3}{10^6\times 4{,}2^2} = 389 \text{ MPa}$$

Vemos que a tensão está acima da admissível, e portanto conclui-se que o trecho BD é incapaz de absorver o movimento vertical do ponto B.

Para resolver o problema teríamos, entre outras, duas soluções mais simples:

1. Deslocar o suporte D para a esquerda, na figura, com a finalidade de aumentar o valor de L_3.
2. Colocar um suporte de molas no ponto D, permitindo o movimento vertical nesse ponto.

A primeira das soluções acima talvez não pudesse ser adotada porque ultrapassaria o vão livre admissível entre suportes, porque ficaria muito peso sobre o bocal A, ou porque não seria possível dispor de outra posição para a viga de suporte.

Para completar o cálculo de flexibilidade da tubulação exemplificada, deveríamos ainda calcular as forças e momentos de reação sobre os pontos A e C.

7

CÁLCULO DA FLEXIBILIDADE PELO MÉTODO ANALÍTICO GERAL

AUTOR: ENG.º BORIS MAKARENKO

7.1 APRESENTAÇÃO DO MÉTODO

O método analítico geral é uma rotina de cálculo deduzida a partir do teorema de Castigliano; tem portanto justificativa teórica e conduz a resultados rigorosamente precisos, quando convenientemente aplicado.

É aplicável a quaisquer configurações de tubulação, sem limite para o número de ramais, ancoragens ou restrições intermediárias, tais como guias e batentes. Por outro lado, é muito mais complexo e trabalhoso do que os métodos simplificados de cálculo.

Em resumo, o método trata a tubulação como uma estrutura hiperestática irregular. A solução de tal estrutura, isto é, o cálculo dos esforços internos em todos os pontos notáveis se faz através da transformação da estrutura hiperestática em uma ou mais estruturas isostáticas. Consideremos a tubulação da Fig. 7.1, com três ancoragens. Libertando-se as ancoragens B e C e conhecendo-se as seis reações hiperestáticas M_{ZB}, F_{XB}, F_{YB}, M_{ZC}, F_{XC}, F_{YC}, apenas com o uso das equações de equilíbrio da estática é possível calcular os esforços internos em qualquer ponto. Portanto o passo principal na solução de uma estrutura hiperestática é a determinação de sua incógnitas hiperestáticas. Esta determinação é feita através de um sistema de equações lineares, que exprimem a interdependência entre esforços e deslocamentos, deduzidos a partir da Teoria da Energia de Deformação, ou mais especificamente do teorema de Castigliano, que será discutido a seguir.

Se a tubulação da Fig. 7.1 tivesse configuração espacial, e não plana, em cada ancoragem hiperestática teríamos 6 incógnitas (três forças e três momentos). Para resolver tal estrutura é necessário montar e resolver um sistema de 12 equações. Se a tubulação tivesse mais uma ramificação, sua solução exigiria um sistema de 18 equações.

Embora não haja limitações teóricas para o número de ramais ou ancoragens, esse método é evidentemente impraticável para o cálculo manual, no caso de configurações mais complexas, a menos que se disponha de uma equipe treinada e com dedicação ex-

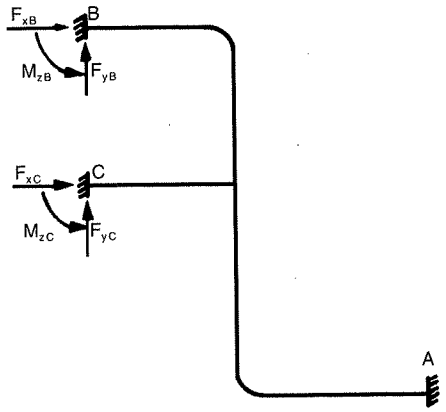


Fig. 7.1

clusiva para o problema. Entretanto, quando se dispõe de recursos de informática, esse método, na sua versão programada para computador, pode ser fácil e economicamente empregado em aplicação rotineira a quaisquer tubulações.

7.2 Teorema de Castigliano

O teorema de Castigliano relaciona o esforço e o deslocamento em um ponto de uma estrutura com comportamento elástico. Enuncia que o deslocamento em um ponto qualquer P de uma estrutura é igual à derivada parcial da energia de deformação absorvida pela estrutura, com relação ao esforço atuante em P, na mesma direção e sentido do deslocamento. Em notação matemática e referindo-se à Fig. 7.2 o teorema se enuncia:

$$\delta_P = \frac{\partial U}{\partial F_P} \tag{7.1}$$

$$\theta_P = \frac{\partial U}{\partial M_P} \tag{7.2}$$

A expressão (7.1) relaciona deslocamento linear e força, enquanto a expressão (7.2) relaciona rotação (deslocamento angular) e momento. U representa a energia de deformação absorvida pela estrutura, devido a todas as cargas que nela atuam.

A energia de deformação pode ser calculada a partir dos esforços de flexão, torção, cisalhamento e tração-compressão. Para tubulações com flexibilidade normal, as parcelas da energia de deformação devido à tração-compressão e ao cisalhamento são desprezíveis. Para tubulações anormalmente rígidas devem, entretanto, ser levadas em conside-

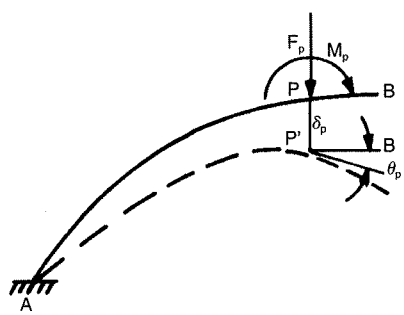


Fig. 7.2

ração. Tendo em vista o caso normal, vamos, de início, ignorá-las e exprimir a energia de deformação somente em função da flexão e da torção:

$$U=\int_A^B\left(\frac{K\,M^2}{2E_n\,I_n}+\frac{K_t\,M_t^2}{2\,G_n\,J_n}\right)dl \tag{7.3}$$

onde

M e M_t — momentos fletor e torsor agindo no ponto em consideração.
K e K_t — fatores de flexibilidade relativos a flexão e torção para o elemento dl em consideração. Esses fatores são números maiores do que um que exprimem a flexibilidade adicional dos elementos curvos em relação a um trecho reto, como já referido no Item 5.11, Fig. 5.8. Quanto maior for o K, mais flexível será o elemento.
E_n — módulo de elasticidade do material.
G_n — módulo transversal de elasticidade do material.
I_n — momento de inércia da seção transversal do tubo.
J_n — momento de inércia polar da seção transversal do tubo.
A e B — são os pontos extremos, denotando que a integração é feita ao longo de toda estrutura.

Usando a relação entre o módulo de elasticidade e o módulo de elasticidade transversal:

$$G_n=\frac{E_n}{2(v+1)}.$$

e considerando que para os aços o coeficiente de Poisson $v = 0{,}3$ podemos adotar:

$$G_n=\frac{E_n}{2{,}6} \tag{7.4}$$

Considerando que os tubos sempre têm seção anular, o momento de inércia e o momento de inércia polar obedecem à relação:

$$J_n = 2\,I_n \tag{7.5}$$

O fator de flexibilidade relativo à torção em geral pode ser considerado $K_t \cong 1$. O mesmo não acontece com o fator de flexibilidade relativo à flexão, que para curvas difere bastante da unidade; isto é, o comportamento real de um trecho curvo de tubo difere bastante do calculado teoricamente, por causa da ovalização mais acentuada na seção transversal.

Introduzindo-se (7.4) e (7.5) em (7.3) e admitindo-se $K_t = 1$ temos:

$$U=\int_A^B\left(\frac{K\,M^2}{2\,E_n\,I_n}+\frac{1{,}3\,M_t^2}{2\,E_n\,I_n}\right)dl \tag{7.6}$$

É conveniente decompor o momento fletor M em dois momentos fletores:

M_b — momento que causa a flexão no plano que contém a estrutura.
M_{bt} — momento que causa flexão num plano perpendicular à estrutura, também chamado de momento fletor transversal.

Observando as regras da composição vetorial:

$$M^2 = M_b^2 + M_{bt}^2 \cdot \tag{7.7}$$

Assim a energia de deformação pode ser expressa por:

$$U = \int_A^B \left(\frac{K\, M_b^2}{2\, E_n I_n} + \frac{K\, M_{bt}^2}{2\, E_n\, I_n} + \frac{1{,}3\, M_t^2}{2\, E_n\, I_n} \right) dl \tag{7.8}$$

Efetuando-se as derivações das expressões (7.1) e (7.2) do teorema de Castigliano, obtemos:

$$\left.\begin{aligned} \delta_p &= \int_A^B \left(\frac{K\, M_b}{E_n\, I_n} \frac{\partial M_b}{\partial F_p} + \frac{K\, M_{bt}}{E_n\, I_n} \frac{\partial M_{bt}}{\partial F_p} + \frac{1{,}3\, M_t}{E_n I_n} \frac{\partial M_t}{\partial F_p} \right) dl \\ \theta_p &= \int_A^B \left(\frac{K\, M_b}{E_n\, I_n} \frac{\partial M_b}{\partial M_p} + \frac{K\, M_{bt}}{E_n\, I_n} \frac{\partial M_{bt}}{\partial M_p} + \frac{1{,}3\, M_t}{E_n I_n} \frac{\partial M_t}{\partial M_p} \right) dl \end{aligned}\right\} \tag{7.9}$$

Como o diâmetro das tubulações tem em geral variação discreta, isto é, de trecho para trecho, torna-se útil definir o coeficiente de rigidez Q:

$$Q = \frac{E\, I}{E_n\, I_n} \tag{7.10}$$

onde:

E_n, I_n — são o módulo de elasticidade e momento de inércia do trecho em questão.
E, I — são o módulo de elasticidade e momento de inércia para um determinado trecho tomado como referência e para o qual $Q = 1$.

O uso do coeficiente Q permite retirar o produto EI das integrais:

$$\begin{aligned} EI\delta_p &= \int_A^B \left(KQM_b \frac{\partial\, M_b}{\partial\, F_p} + KQM_{bt} \frac{\partial\, M_{bt}}{\partial\, F_p} + 1{,}3\, QM_t \frac{\partial M_t}{\partial F_p} \right) dl \\ EI\theta_p &= \int_A^B \left(KQM_b \frac{\partial\, M_b}{\partial\, M_p} + KQM_{bt} \frac{\partial\, M_{bt}}{\partial\, M_p} + 1{,}3\, QM_t \frac{\partial M_t}{\partial M_p} \right) dl \end{aligned} \tag{7.11}$$

O teorema de Castigliano, apresentado na forma das expressões (7.11), servirá de base para a dedução do método apresentado nos itens a seguir.

7.3 Dedução do Método para uma Tubulação Plana

Uma tubulação plana sofrendo variações de temperatura fica sujeita apenas a esforços de flexão no próprio plano e possui somente três incógnitas hiperestáticas. Por outro lado, os processos dedutivos para os casos plano e espacial são semelhantes, diferindo basicamente pelo número de variáveis envolvidas.

Torna-se vantajoso portanto iniciarmos a exposição por este caso simples e nas generalizações posteriores suprimirmos as passagens repetitivas.

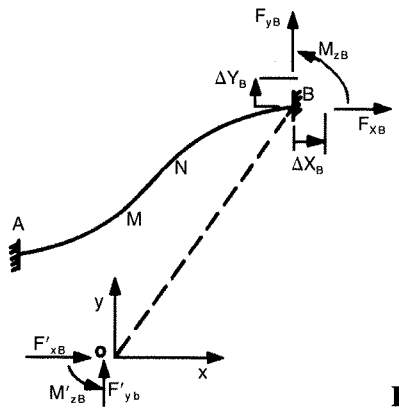


Fig. 7.3

Consideremos uma tubulação contida no plano Z, com um traçado arbitrário e ancorada em ambas as extremidades, conforme representado na Fig. 7.3. Para efeito de raciocínio, denomina-se de "fixa" a extremidade A e "livre" a extremidade B. Se a extremidade "livre" não estivesse restrita, uma variação de temperatura da tubulação provocaria uma dilatação dada pelas suas projeções:

$$\begin{aligned} \Delta X_B &= e\,(X_B - X_A) \\ \Delta Y_B &= e\,(Y_B - Y_A) \end{aligned} \tag{7.12}$$

onde X_A e Y_A são as coordenadas da extremidade A, X_B e Y_B são as coordenadas da extremidade B; e é a dilatação unitária correspondente à variação de temperatura.

Na realidade, porém, o movimento da extremidade B é impedido pela ancoragem. É possível simular o efeito dessa ancoragem pela aplicação de uma força (cujas projeções são chamadas F_{XB} e F_{YB}) e um momento (M_{ZB}) sobre a extremidade "livre", de forma que provoquem um deslocamento igual e de sinal contrário à dilatação, isto é, restituam a extremidade à sua posição primitiva.

Chamado δ_{XB} e δ_{YB} às projeções do deslocamento linear e θ_{ZB} à rotação angular da extremidade "livre" provocadas pela aplicação de F_{XB}, F_{YB} e M_{ZB}, será imposto que:

$$\begin{aligned} \delta_{XB} &= -\Delta X_B \\ \delta_{YB} &= -\Delta Y_B \\ \theta_{ZB} &= 0. \end{aligned} \tag{7.13}$$

A última igualdade exprime a condição de que o carregamento não causa nenhuma rotação na extremidade livre.

Os esforços F_{XB}, F_{YB} e M_{ZB}, que são as incógnitas hiperestáticas, serão calculadas pelo teorema de Castigliano. Uma vez determinadas essas incógnitas, os esforços internos num ponto genérico de coordenadas X, Y serão calculados pelas equações da estática impondo-se a condição de equilíbrio:

$$\left.\begin{aligned} F_X &= F_{XB} \\ F_Y &= F_{YB} \\ M_Z &= M_{ZB} - F_{XB}\,(Y_B - Y) + F_{YB}\,(X_B - X). \end{aligned}\right\} \tag{7.14}$$

Aplicando-se as expressões (7.11) às forças F_{XB}, F_{YB} e ao momento M_{ZB} e lembrando que a torção e flexão transversal estão ausentes, temos:

$$\left.\begin{aligned} EI\theta_{ZB} &= \int_A^B KQM_b \frac{\partial M_b}{\partial M_{ZB}} dl \\ EI\delta_{XB} &= \int_A^B KQM_b \frac{\partial M_b}{\partial F_{XB}} dl \\ EI\delta_{YB} &= \int_A^B KQM_b \frac{\partial M_b}{\partial F_{YB}} dl \cdot \end{aligned}\right\} \tag{7.15}$$

No caso plano, o momento fletor é representado pelo próprio momento M_Z e na ausência de outros carregamentos sua variação é dada pela última equação do grupo (7.14). Reagrupando seus termos, fica:

$$M_b = M_Z = M_{ZB} - F_{XB}\, Y_B + F_{YB}\, X_B + F_{XB}\, Y - F_{YB}\, X \tag{7.16}$$

As três primeiras parcelas da expressão anterior representam o momento fletor M'_{ZB} agindo na extremidade B porém transportado para a origem do sistema cartesiano. O transporte do momento M_{ZB} para a origem simplifica a expressão (7.16), e a dedução posterior, já que seu valor será substituído nas expressões (7.15). Torna-se vantajoso assim substituir as incógnitas hiperestáticas M_{ZB}, F_{XB} e F_{YB} por M'_{ZB}, F'_{XB} e F'_{YB}, que são os esforços agindo na extremidade B porém transportados para a origem, e que se relacionam às anteriores pelas expressões:

$$\left.\begin{aligned} M'_{ZB} &= M_{ZB} - F_{XB}\, Y_B + F_{YB}\, X_B \\ F'_{XB} &= F_{XB} \\ F'_{YB} &= F_{YB} \end{aligned}\right\} \tag{7.17}$$

Transportando também os deslocamentos θ_{ZB}, δ_{XB} e δ_{YB} para a origem, temos:

$$\left.\begin{aligned} \theta'_{ZB} &= \theta_{ZB} \\ \delta'_{XB} &= \delta_{XB} + Y_B\, \theta_{ZB} \\ \delta'_{YB} &= \delta_{YB} - X_B\, \theta_{ZB} \end{aligned}\right\} \tag{7.18}$$

Referindo-nos à Fig. 7.3, o transporte dos esforços e deslocamentos para a origem pode ser interpretado como a incorporação de um ramal BO perfeitamente rígido. Os limites da integração nas expressões (7.15) deveriam ser estendidos de A a O, porém o fator de rigidez será $Q = O$ no trecho perfeitamente rígido BO, o que anula as integrais neste trecho; por conseguinte, os limites de integração não precisam ser estendidos.

Realizado o transporte dos esforços e deslocamentos para a origem, as incógnitas hiperestáticas passam a ser M'_{ZB}, F'_{XB} e F'_{YB}, e a expressão do momento (7.16) pode ser simplificada para:

$$M_b = M'_{ZB} + F'_{XB}\, Y - F'_{YB}\, X \tag{7.19}$$

Calculando as derivadas necessárias para as expressões (7.15), temos:

$$\frac{\partial M_b}{\partial M'_{ZB}}=1 \qquad \frac{\partial M_b}{\partial F'_{XB}}=Y \qquad \frac{\partial M_b}{\partial F'_{YB}}=-X \tag{7.20}$$

Introduzindo (7.19) e (7.20) nas expressões (7.15):

$$\left.\begin{aligned} EI\theta'_{ZB} &= \int_A^B KQ\,(M'_{ZB}+F'_{XB}\,Y-F'_{YB}\,X)\,dl \\ EI\delta'_{XB} &= \int_A^B KQ\,(M'_{ZB}+F'_{XB}\,Y-F'_{YB}\,X)\,Y\,dl \\ EI\delta'_{YB} &= \int_A^B KQ\,(M'_{ZB}+F'_{XB}\,Y-F'_{YB}\,X)\,(-X)\,dl. \end{aligned}\right\} \tag{7.21}$$

Agrupando as expressões anteriores de acordo com as incógnitas:

$$\left.\begin{aligned} &M'_{ZB}\int_A^B KQ\,dl+F'_{XB}\int_A^B KQY\,dl-F'_{YB}\int_A^B KQX\,dl=EI\theta'_{ZB} \\ &M'_{ZB}\int_A^B KQY\,dl+F'_{XB}\int_A^B KQY^2\,dl-F'_{YB}\int_A^B KQXY\,dl=EI\delta'_{XB} \\ &-M'_{ZB}\int_A^B KQX\,dl-F'_{XB}\int_A^B KQXY\,dl+F'_{YB}\int_A^B KQX^2\,dl=EI\delta'_{YB} \end{aligned}\right\} \tag{7.22}$$

Os coeficientes das incógnitas hiperestáticas acima formam uma matriz simétrica em relação à diagonal principal. Serão chamados de coeficientes de forma, visto que dependem das características geométricas da tubulação e serão designados por S, S_a, S_b, S_{ab}, S_{aa} e S_{bb} conforme indicam as expressões 7.23.

M'_{ZB}	F'_{XB}	F'_{YB}
$+S$ $+\int_A^B KQ\,dl$	$+S_b$ $+\int_A^B KQ\,Y\,dl$	$-S_a$ $-\int_A^B KQ\,X\,dl$
$+S_b$ $+\int_A^B KQ\,Y\,dl$	$+S_{bb}$ $+\int_A^B KQ\,Y^2dl$	$-S_{ab}$ $-\int_A^B KQXYdl$
$-Sa$ $-\int_A^B KQXdl$	$-Sab$ $-\int_A^B KQXYdl$	$+Saa$ $+\int_A^B KQX^2dl$

(7.23)

As integrais acima podem ser calculadas parceladamente; supondo a tubulação da Fig. 7.3 dividida em três trechos:

$$S=\int_A^B KQdl=\int_A^M KQdl+\int_M^N KQdl+\int_N^B KQdl. \tag{7.24}$$

As tubulações em geral se compõem de uma sucessão de formas geométricas simples: trechos retos e trechos em curvas circulares. Nos itens a seguir são desenvolvidas as fórmulas que permitam calcular as parcelas dos coeficientes para estes dois casos. O valor total será obtido somando-se as parcelas relativas aos diversos trechos, conforme indicado pela expressão (7.24). Obtidos os valores dos coeficientes, as expressões (7.22) são resolvidas e as incógnitas hiperestáticas M'_{ZB}, F'_{XB} e F'_{YB} calculadas; com auxílio da expressão (7.19) o momento fletor será transportado para os diversos pontos da tubulação, e a tensão por ele provocada poderá ser calculada. A tensão devida às forças de tração-compressão e ao cisalhamento é em geral desprezível; seu cálculo só é feito para tubulações muito rígidas.

7.4 Cálculo dos Coeficientes de Forma para um Trecho Reto

Suponhamos que MN seja um trecho reto pertencente à tubulação da Fig. 7.3. Chamando-se de l seu comprimento, a e b as coordenadas do seu centro de gravidade e α o ângulo que caracteriza sua direção, seus coeficientes de forma serão calculados em função destes parâmetros.

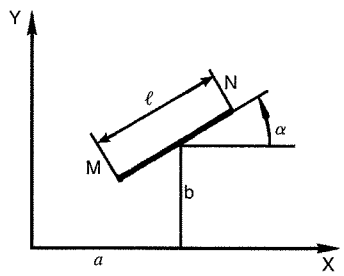


Fig. 7.4

Referindo-nos à Fig. 7.4, podemos escrever:

$$\left.\begin{aligned} dl &= \frac{dX}{\cos\alpha} = \frac{dY}{\operatorname{sen}\alpha} \\ y &= (X-a)\operatorname{tg}\alpha + b. \end{aligned}\right\} \tag{7.25}$$

As coordenadas (X_M, Y_M) e (X_N, Y_N) dos extremos M e N se exprimem:

$$\left.\begin{aligned} X_M &= a - \frac{l}{2}\cos\alpha & Y_M &= b - \frac{l}{2}\operatorname{sen}\alpha \\ X_N &= a + \frac{l}{2}\cos\alpha & Y_N &= b + \frac{l}{2}\operatorname{sen}\alpha. \end{aligned}\right\} \tag{7.26}$$

Desenvolvendo as integrais que exprimem os coeficientes de forma, e valendo-se, quando necessário, das expressões (7.25) e (7.26), temos:

$$S = \int_M^N KQdl = \int_0^l KQdl = KQl \tag{7.27}$$

$$\left.\begin{aligned}
S_a &= \int_M^N KQXdl = \int_{X_M}^{X_N} KQX\frac{dX}{\cos\alpha} = KQla = Sa \\
S_b &= \int_M^N KQYdl = \int_{Y_M}^{Y_N} KQY\frac{dY}{\operatorname{sen}\alpha} = KQbl = Sb \\
S_{ab} &= \int_M^N KQXYdl = \int_{X_M}^{X_N} KQ\ [(X-a)\operatorname{tg}\alpha + b]\ X\frac{dX}{\cos\alpha} = \\
&= KQlab + \frac{KQl^3}{12}\operatorname{sen}\alpha\cos\alpha = S_a b + \frac{Sl^2}{12}\operatorname{sen}\alpha\cos\alpha. \\
S_{aa} &= \int_M^N KQX^2dl = \int_{X_M}^{X_N} KQX^2\frac{dX}{\cos\alpha} = \\
&= KQla^2 + \frac{KQl^3}{12}\cos^2\alpha = S_a a + S\frac{l^2}{12}\cos^2\alpha \\
S_{bb} &= \int_M^N KQY^2dl = \int_{Y_M}^{Y_N} KQY^2\frac{dY}{\operatorname{sen}\alpha} = \\
&= KQlb^2 + \frac{KQl^3}{12}\operatorname{sen}^2\alpha = S_b b + S\frac{l^2}{12}\operatorname{sen}^2\alpha.
\end{aligned}\right\} \quad (7.27)$$

(continuação)

Nas configurações comuns de tubulações, predominam os trechos retos com direções horizontais e verticais. É interessante assim particularizarmos as expressões (7.27) para esses dois casos:

	Trecho Horizontal ($\alpha = 0°$)	*Trecho Vertical* ($\alpha = 90°$)
S	KQl	KQl
S_a	$S \times a$	$S \times a$
S_b	$S \times b$	$S \times b$
S_{ab}	$S_a \times b$ ou $S_b \times a$	$S_a \times b$ ou $S_b \times a$
S_{aa}	$S_a \times a + Sl^2/12$	$S_a \times a$
S_{bb}	$S_b \times b$	$S_b \times b + Sl^2/12$

(7.28)

7.5 Cálculo dos Coeficientes de Forma para um Trecho de Curva Circular

Suponhamos agora que MN seja um arco circular pertencente à tubulação da Fig. 7.3. Chamando-se R seu raio de curvatura, (a, b) às coordenadas do centro C, ϕ o ângulo correspondente ao arco e α a inclinação da tangente no ponto M, seus coeficientes de forma serão calculados em função desses parâmetros.

Referindo-nos à Fig. 7.5, podemos escrever:

$$\left.\begin{aligned}
dl &= R\,d\varphi \\
X &= a + R\operatorname{sen}(\alpha+\varphi) \\
Y &= b - R\cos(\alpha+\varphi).
\end{aligned}\right\} \quad (7.29)$$

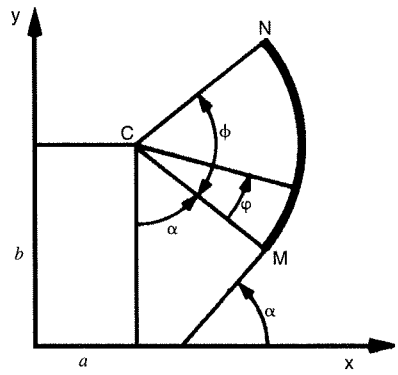


Fig. 7.5

Desenvolvendo as integrais que exprimem os coeficientes de forma e usando as expressões (7.29) quando necessário, temos:

$$
\left.
\begin{aligned}
S &= \int_M^N KQdl = \int_0^\phi KQRd\varphi = KQR\phi \\
S_a &= \int_M^N KQXdl = \int_0^\phi KQ[a + R\,\mathrm{sen}\,(\alpha+\varphi)]\,Rd\varphi = KQR\phi a + \\
&\quad + KQR^2\{\cos\alpha - \cos(\alpha+\phi)\} \\
S_b &= \int_M^N KQYdl = \int_0^\phi KQ[b - R\cos(\alpha+\varphi)]\,Rd\varphi = KQR\phi b + \\
&\quad + KQR^2\{\mathrm{sen}\,\alpha - \mathrm{sen}\,(\alpha+\phi)\} \\
S_{ab} &= KQR\,\phi ab + KQR^2 b\,\{\cos\alpha - \cos(\alpha+\phi)\} + \\
&\quad + KQR^2 a\{\mathrm{sen}\,\alpha - \mathrm{sen}\,(\alpha+\phi)\} + \\
&\quad + KQR^3\left\{\frac{\cos(2\alpha+2\phi) - \cos(2\alpha)}{4}\right\} \\
S_{aa} &= KQR\phi a^2 + 2KQR^2 a\,\{\cos\alpha - \cos(\alpha+\phi)\} + \\
&\quad + KQR^3\left\{\frac{\phi}{2} - \frac{\mathrm{sen}\,(2\alpha+2\phi) - \mathrm{sen}\,(2\alpha)}{4}\right\} \\
S_{bb} &= KQR\phi b^2 + 2KQR^2 b\,\{\mathrm{sen}\,\alpha - \mathrm{sen}\,(\alpha+\phi)\} + \\
&\quad + KQR^3\left\{\frac{\phi}{2} + \frac{\mathrm{sen}\,(2\alpha+2\phi) - \mathrm{sen}\,(2\alpha)}{4}\right\}
\end{aligned}
\right\} \qquad (7.30)
$$

Para os três últimos coeficientes de forma, as passagens intermediárias foram suprimidas por serem análogas. Pode-se observar que nas expressões (7.30) entre chaves apa-

recem expressões que são funções apenas dos ângulos α e ϕ; no intuito de simplificar o cálculo dos coeficientes de forma, é possível tabelar o valor destas expressões.

Chamando-se de:

$$\left.\begin{aligned}
C_a &= \cos\alpha - \cos(\alpha+\phi)\\
C_b &= \operatorname{sen}\alpha - \operatorname{sen}(\alpha+\phi)\\
C_{ab} &= \frac{\cos(2\alpha+2\phi) - \cos(2\alpha)}{4}\\
C_{aa} &= \frac{\phi}{2} - \frac{\operatorname{sen}(2\alpha+2\phi) - \operatorname{sen}(2\alpha)}{4}\\
C_{bb} &= \frac{\phi}{2} + \frac{\operatorname{sen}(2\alpha+2\phi) - \operatorname{sen}(2\alpha)}{4}
\end{aligned}\right\} \qquad (7.31)$$

As expressões (7.30) tomam o seguinte aspecto mais simples:

$$\left.\begin{aligned}
S &= KQR\phi\\
S_a &= S\times a + KQR^2C_a\\
S_b &= S\times b + KQR^2C_b\\
S_{ab} &= S\times a\times b + KQR^2bC_a + KQR^2aC_b + KQR^3C_{ab}\\
S_{aa} &= S\times a^2 + 2KQR^2aC_a + KQR^3C_{aa}\\
S_{bb} &= S\times b^2 + 2KQR^2bC_b + KQR^3C_{bb}
\end{aligned}\right\} \qquad (7.32)$$

Nos traçados usuais de tubulações predominam as curvas de 90°. Para as 4 posições mais freqüentes dessas curvas a Tabela 7.1 fornece o resultado das expressões (7.31). Nos demais casos as expressões deverão ser calculadas.

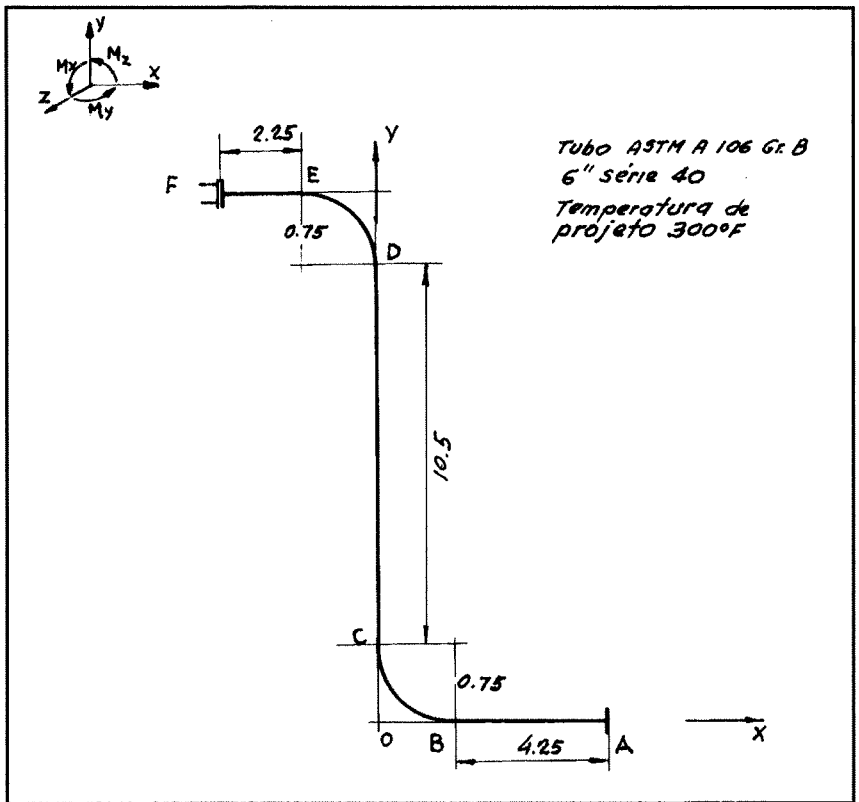
Tabela 7.1

	$\phi = 90°$			
α	0°	90°	180°	270°
C_a	+ 1,0000	+ 1,0000	− 1,0000	− 1,0000
C_b	− 1,0000	+ 1,0000	+ 1,0000	− 1,0000
C_{ab}	− 0,5000	+ 0,5000	− 0,5000	+ 0,5000
C_{aa}	+ 0,7854	+ 0,7854	+ 0,7854	+ 0,7854
C_{bb}	+ 0,7854	+ 0,7854	+ 0,7854	+ 0,7854

7.6 Exemplo de Aplicação

Vamos verificar a flexibilidade da tubulação mostrada na Fig. 7.6.

Como primeiro passo, traça-se um esquema da tubulação a ser verificada. Escolhe-se em seguida um sistema cartesiano de forma a simplificar o cálculo posterior dos coeficientes. A tubulação é dividida em trechos retos e curvos, e uma de suas extremidades é considerada "livre". Os dados básicos são: o diâmetro, a espessura e o material da tubulação, assim como a variação de temperatura para a qual a flexibilidade será verificada.



TRECHO	AB, CD, EF	BC, DE			
OD(Pol.)	6.625	6.625			
Esp(pol)	0.280	0.280			
I (pol.^{4})	28.1	28.1			
Z (pol^3)	8.5	8.5			
R (pé)		.75			
h		0.25			
h		6.59			
i		2.27			
Ec(lb/pol^2)	29×10^6	29×10^6			
EcI/144	5.659×10^6	5.659×10^6			
Q	1.00	1.00			
$\Delta\ell/\ell$	0.0015	0.0015			
MOVIMENTOS DOS EXTREMOS CONSIDERADOS LIVRES					
PONTO	F				
Δ_x	-0.012				
Δ_y	+0.018				

Fig. 7.6

O diâmetro externo da tubulação (OD), o momento de inércia (I), o momento resistente (Z) e o raio das curvas (R) podem ser colhidos de tabelas de propriedades de tubos.*

Os fatores de flexibilidade (K) e de intensificação de tensões (i) para elementos curvos são calculados de acordo com a norma ASME B 31, através da característica de flexibilidade (h).

O coeficiente de dilatação unitária (e) e o módulo de elasticidade (E_c) são tirados da mesma norma. O cálculo das tensões, segundo recomendação da norma, deve ser feito usando-se o módulo de elasticidade em temperatura ambiente. Calcula-se o grupo $E_cI/144$; a constante 144 transforma as unidades do grupo E_cI para lb × pé^2.

As dilatações do extremo livre são calculadas usando-se as expressões (7.21).

Na Fig. 7.7, as expressões intermediárias para curvas são calculadas usando-se as expressões (7.32), e na Fig. 7.8 os coeficientes de forma são calculados usando-se as expressões (7.28) ou (7.32).

O sistema de equações está montado na Fig. 7.9. A matriz formada pelos coeficientes de forma foi representada somente de um lado da diagonal principal tendo em vista sua simetria. As equações são representadas na forma:

$$M'_{ZF}S_b + F'_{XF}S_{bb} - F'_{YF}S_{ab} - E\,I\delta'_{XF} = 0$$

portanto o sinal de ΔX_F e ΔY_F é mantido.

O processo de solução das expressões foi omitido, dando-se apenas os resultados.

Os momentos são transportados aos pontos notáveis da tubulação na Fig. 7.10 por meio da expressão (7.19) e a tensão é calculada de acordo com a norma ASME B 31:

$$S = \frac{iM}{Z}.$$

CÁLCULO AUXILIAR PARA OS COEFICIENTES DE CURVAS				
TRECHO	BC	DE		
TIPO				
ϕ	90°	90°		
α	270°	90°		
C_a	-1.0000	1.0000		
C_b	-1.0000	1.0000		
C_{ab}	0.5000	0.5000		
C_{aa}	0.7854	0.7854		
C_{bb}	0.7854	0.7854		
kQR^2C_a	-3.71	3.71		
kQR^2C_b	-3.71	3.71		
kQR^3C_{ab}	1.39	1.39		
kQR^3C_{aa}	2.18	2.18		
kQR^3C_{bb}	2.18	2.18		

Fig. 7.7

*Veja o livro "Tabelas e Gráficos para Projeto de Tubulações", já citado.

CÁLCULO DOS COEFICIENTES					
TRECHO		AB	BC	CD	DE
TIPO		—		|	
kQ		1.00	6.69	1.00	659
R			0.75		75
l		4.25		10.50	
a		2.88	0.75	0.00	-0.75
b		0.00	0.75	6.00	11.25
$l^2/12$		1.51		9.19	
S		4.25	7.76	10.50	7.76
Sa		12.24	2.11	0.00	-2.11
Sb		0.00	2.11	63.00	91.01
Sab		0.00	0.19	0.00	-25.13
Saa		41.67	0.98	0.00	0.98
Sbb		0.00	0.98	474.50	1067.78

CÁLCULO DOS COEFICIENTES (CONTINUAÇÃO)					
TRECHO	EF		TOTAL		
TIPO	—				
kQ	1.0				
R					
l	2.25				
a	1.88				
b	12.00				
$l^2/12$	0.42				
S	2.25		32.52		
Sa	4.23		8.01		
Sb	27.00		183.12		
Sab	-50.76		-75.70		
Saa	8.90		52.53		
Sbb	324.00		1867.26		

Fig. 7.8

SISTEMA DE EQUAÇÕES			
M'_{ZF}	F'_{XF}	F'_{YF}	CONSTANTE
+s	+Sb	-Sa	
32.52	183.12	-8.01	0.00
	+Sbb	-Sab	EI Δx/144
	1867.26	+75.70	-67 908.00
		Saa	EI Δy/144
		52.53	+101 862.00

SOLUÇÃO

$M'_{ZF} = -4033$

$F'_{XF} = 569$

$F'_{YF} = -3374$

Fig. 7.9

CÁLCULOS DOS MOMENTOS						
PONTO	A	B	C	D	E	F
X	5.00	0.75	0.00	0.00	-0.75	-3.00
Y	0.00	0.00	0.75	11.25	12.00	12.00
$+F_X y$	0	0	427	6401	6828	6828
$-F_Y X$	16870	2531	0	0	-2531	-10122
M	12837	-1503	-3606	2368	265	-7327
l	1.00	2.27	2.27	2.27	2.27	1.00
S	18126	4816	11559	7591	848	10346

Fig. 7.10

As tensões são comparadas com as admissíveis da norma. Se necessário, as reações sobre as ancoragens são analisadas de acordo com o que foi exposto no Item 5.11.

7.7 Extensão do Método para uma Tubulação Plana Ramificada

Usando um raciocínio análogo do Item 7.3, consideraremos "livres" as extremidades B e C da tubulação esquematizada na Fig. 7.11. As dilatações, devidas a uma variação de temperatura, podem ser expressas por:

$$\left.\begin{aligned} \Delta X_B &= e(X_B - X_A) \\ \Delta Y_B &= e(Y_B - Y_A) \\ \Delta X_C &= e(X_C - X_A) \\ \Delta Y_C &= e(Y_C - Y_A). \end{aligned}\right\} \qquad (7.33)$$

Por meio de esforços convenientemente aplicados aos extremos "livres", é possível levar B e C às suas posições primitivas, simulando o efeito das ancoragens. Adotando-se como incógnitas hiperestáticas M'_{ZB}, F'_{XB}, F'_{YB}, M'_{ZC}, F'_{XC} e F'_{YC}, que são os esforços

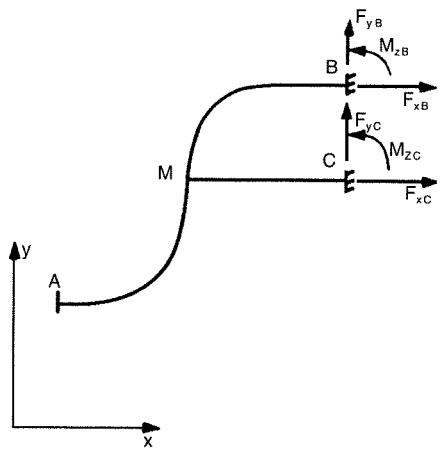


Fig. 7.11

atuantes nas extremidades livres, porém transportados à origem das coordenadas, e aplicando-se o teorema de Castigliano a cada um deles, temos:

$$\left.\begin{aligned}
EI\theta'_{ZB} &= \int_A^M KQM_b \frac{\partial M_b}{\partial M'_{ZB}} dl + \int_M^B KQM_b \frac{\partial M_b}{\partial M'_{ZB}} dl + \int_M^C KQM_b \frac{\partial M_b}{\partial M'_{ZB}} dl \\
EI\delta'_{XB} &= \int_A^M KQM_b \frac{\partial M_b}{\partial F'_{XB}} dl + \int_M^B KQM_b \frac{\partial M_b}{\partial F'_{XB}} dl + \int_M^C KQM_b \frac{\partial M_b}{\partial F'_{XB}} dl \\
EI\delta'_{YB} &= \int_A^M KQM_b \frac{\partial M_b}{\partial F'_{YB}} dl + \int_M^B KQM_b \frac{\partial M_b}{\partial F'_{YB}} dl + \int_M^C KQM_b \frac{\partial M_b}{\partial F'_{YB}} dl \\
EI\theta'_{ZC} &= \int_A^M KQM_b \frac{\partial M_b}{\partial M'_{ZC}} dl + \int_M^B KQM_b \frac{\partial M_b}{\partial M'_{ZC}} dl + \int_M^C KQM_b \frac{\partial M_b}{\partial M'_{ZC}} dl \\
EI\delta'_{XC} &= \int_A^M KQM_b \frac{\partial M_b}{\partial F'_{XC}} dl + \int_M^B KQM_b \frac{\partial M_b}{\partial F'_{XC}} dl + \int_M^C KQM_b \frac{\partial M_b}{\partial F'_{XC}} dl \\
EI\delta'_{YC} &= \int_A^M KQM_b \frac{\partial M_b}{\partial F'_{YC}} dl + \int_M^B KQM_b \frac{\partial M_b}{\partial F'_{YC}} dl + \int_M^C KQM_b \frac{\partial M_b}{\partial F'_{YC}} dl
\end{aligned}\right\} \quad (7.34)$$

Na ausência de outros carregamentos, a distribuição dos momentos no ramo *MB* é dada por:

$$M_b = M'_{ZB} + F'_{XB}\, Y - F'_{YB}\, X \qquad (7.35)$$

e as derivadas parciais necessárias para (7.34) serão:

$$\frac{\partial M_b}{\partial M'_{ZB}} = 1 \qquad \frac{\partial M_b}{\partial F'_{XB}} = Y \qquad \frac{\partial M_b}{\partial F'_{YB}} = -X$$

$$\frac{\partial M_b}{\partial M'_{ZC}} = 0 \qquad \frac{\partial M_b}{\partial F'_{XC}} = 0 \qquad \frac{\partial M_b}{\partial F'_{YC}} = 0$$

Para o ramo MC temos, analogamente:

$$M_b = M'_{ZC} + F'_{XC}Y - F'_{YC}X \tag{7.36}$$

$$\frac{\partial M_b}{\partial M'_{ZB}} = 0 \qquad \frac{\partial M_b}{\partial F'_{XB}} = 0 \qquad \frac{\partial M_b}{\partial F'_{YB}} = 0$$

$$\frac{\partial M_b}{\partial M'_{ZC}} = 1 \qquad \frac{\partial M_b}{\partial F'_{XC}} = Y \qquad \frac{\partial M_b}{\partial F'_{YC}} = -X$$

E para o ramo AM:

$$M_b = M'_{ZB} + F'_{XB}Y - F'_{YB}X + M'_{ZC} + F'_{XC}Y - F'_{YC}X \tag{7.37}$$

$$\frac{\partial M_b}{\partial M'_{ZB}} = 1 \qquad \frac{\partial M_b}{\partial F'_{XB}} = Y \qquad \frac{\partial M_b}{\partial F'_{YB}} = -X$$

$$\frac{\partial M_b}{\partial M'_{ZC}} = 1 \qquad \frac{\partial M_b}{\partial F'_{XC}} = Y \qquad \frac{\partial M_b}{\partial F'_{YC}} = -X.$$

Introduzindo as derivadas e os momentos nos trechos correspondentes, obteremos as expressões (7.38) a seguir.

Examinando os coeficientes das incógnitas hiperestáticas nas expressões (7.38), notamos que os mesmos representam os coeficientes de forma dos diferentes ramos. Adotando a notação para os coeficientes de forma, ficará:

M'_{ZB}	F'_{XB}	F'_{YB}	M'_{ZC}	F'_{XC}	F'_{YC}	
$+\int_A^B KQdl$	$+\int_A^B KQ_Ydl$	$-\int_A^B KQ_Xdl$	$+\int_A^M KQdl$	$+\int_A^M KQ_Ydl$	$-\int_A^M KQ_Xdl$	$EI\theta'_{ZB}$
$+\int_A^B KQ_Ydl$	$+\int_A^B KQ_{Y^2}dl$	$-\int_A^B KQ_{XY}dl$	$+\int_A^M KQ_Ydl$	$+\int_A^M KQ_{Y^2}dl$	$-\int_A^M KQ_{XY}dl$	$EI\delta'_{XB}$
$-\int_A^B KQ_Xdl$	$-\int_A^B KQ_{XY}dl$	$+\int_A^B KQ_{X^2}dl$	$-\int_A^M KQ_Xdl$	$-\int_A^M KQ_{XY}dl$	$+\int_A^M KQ_{X^2}dl$	$EI\delta'_{YB}$
$+\int_A^M KQdl$	$+\int_A^M KQ_Ydl$	$-\int_A^M KQ_Xdl$	$+\int_A^C KQdl$	$+\int_A^C KQ_Ydl$	$-\int_A^C KQ_Xdl$	$EI\theta'_{ZC}$
$+\int_A^M KQ_Ydl$	$+\int_A^M KQ_{Y^2}dl$	$-\int_A^M KQ_{XY}dl$	$+\int_A^C KQ_Ydl$	$+\int_A^C KQ_{Y^2}dl$	$-\int_A^C KQ_{XY}dl$	$EI\delta'_{XC}$
$-\int_A^M KQ_Xdl$	$-\int_A^M KQ_{XY}dl$	$+\int_A^M KQ_{X^2}dl$	$-\int_A^C KQ_Xdl$	$-\int_A^C KQ_{XY}dl$	$+\int_A^C KQ_{X^2}dl$	$EI\delta'_{YC}$

(7.38)

O cálculo dos esforços em uma tubulação ramificada pouco difere do cálculo já apresentado para uma tubulação sem ramificações, sendo os coeficientes de forma calculados exatamente do mesmo modo. Em seguida, esses coeficientes são somados conforme indicado pelas expressões (7.39) e o sistema resolvido. Os momentos nos diversos pontos da tubulação são calculados com o auxílio de (7.35), (7.36) ou (7.37) conforme o ramo.

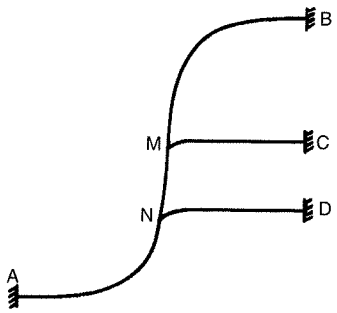


Fig. 7.12

A aplicação do método a uma tubulação ramificada com quatro ancoragens, do tipo da Fig. 7.12, conduz a um sistema de nove equações, simbolizadas pelo grupo (7.40):

M'_{ZB} F'_{XB} F'_{YB}	M'_{ZC} F'_{XC} F'_{YC}	
Coeficientes somados de A a B	Coeficientes somados de A a M	
$+S$ $+S_b$ $-S_a$ $+S_b$ $+S_{bb}$ $-S_{ab}$ $-S_a$ $-S_{ab}$ $+S_{aa}$	$+S$ $+S_b$ $-S_a$ $+S_b$ $+S_{bb}$ $-S_{ab}$ $-S_a$ $-S_{ab}$ $+S_{aa}$	$= EI\theta'_{ZB}$ $= EI\delta'_{XB}$ $= EI\delta'_{YB}$
Coeficientes somados de A a M	Coeficientes somados de A a C	
$+S$ $+S_b$ $-S_a$ $+S_b$ $+S_{bb}$ $-S_{ab}$ $-S_a$ $-S_{ab}$ $+S_{aa}$	$+S$ $+S_b$ $-S_a$ $+S_b$ $+S_{bb}$ $-S_{ab}$ $-S_a$ $-S_{ab}$ $+S_{aa}$	$= EI\theta'_{ZC}$ $= EI\delta'_{XC}$ $= EI\delta'_{YC}$

(7.39)

M'_{ZB} F'_{XB} F'_{YB}	M'_{ZC} F'_{XC} F'_{YC}	M'_{ZD} F'_{XD} F'_{YD}
$\sum_A^B$	$\sum_A^M$	$\sum_A^N$ $EI\theta'_{ZB}$ $EI\delta'_{XB}$ $EI\delta'_{YB}$
$\sum_A^M$	$\sum_A^C$	$\sum_A^N$ $EI\theta'_{ZC}$ $EI\delta'_{XC}$ $EI\delta'_{YC}$
$\sum_A^N$	$\sum_A^N$	$\sum_A^D$ $EI\theta'_{ZD}$ $EI\delta'_{XD}$ $EI\delta'_{YD}$

(7.40)

Os somatórios do tipo $\sum_A^B$ representam uma matriz 3×3 de coeficientes de forma somados entre os extremos indicados.

Analisando as expressões (7.40), podemos enunciar a regra geral para a formação da matriz dos coeficientes de forma para uma tubulação com qualquer número de ancoragens.

A matriz será composta de matrizes do tipo $\sum_A^B$ dispostas da seguinte forma: a diagonal principal será ocupada por matrizes que representam a soma dos coeficientes entre a extremidade "fixa" e a "livre" correspondente à coluna dos esforços ou à linha dos deslo-

camentos. Assim, $\sum_{A}^{C}$ posiciona-se na coluna correspondente aos esforços atuando em C e deslocamentos sofridos por C.

As demais posições ficam preenchidas por matrizes que representam a soma dos coeficientes entre a extremidade "fixa" e o primeiro ponto comum às extremidades "livres" correspondentes à linha e à coluna da matriz. Assim $\sum_{A}^{M}$ está posicionado na coluna dos esforços atuando em C e na linha dos deslocamentos sofridos por B, pois o primeiro ponto comum entre os extremos "livres" B e C é M.

7.8 Exemplo de Aplicação

A verificação da flexibilidade da tubulação esquematizada na Fig. 7.13 segue os mesmos passos já explicados no Item 7.6 com as seguintes diferenças: os coeficientes são somados separadamente para os ramos AD, AG e AH nas Figs. 7.14(*a*), (*b*) e (*c*), e distribuídos na Fig. 7.15 segundo o esquema das expressões (7.39).

Na Fig. 7.16 são calculados os momentos nos pontos notáveis da tubulação. O cálculo dos momentos se faz por meio das expressões (7.35), (7.36) e (7.37), conforme o ponto esteja localizado no ramo GD, HD ou AD.

7.9 Restrições Intermediárias

Para se controlar as dilatações de uma tubulação, é comum a utilização de guias e batentes que impedem os movimentos em determinadas direções, sem contudo fixá-la completamente, como explicado no Cap. 11 do livro *Tubulações Industriais — Materiais, Projeto, Montagem.* A inclusão de tais restrições intermediárias deve ser levada em conta na verificação da flexibilidade da tubulação, pois alteram sensivelmente a distribuição de tensões. O efeito das restrições intermediárias pode ser simulado pelo procedimento exposto a seguir.

Consideremos a tubulação da Fig. 7.17 com uma guia longitudinal em C. Imaginemos agora que o ramo MC da tubulação da Fig. 7.11 teve seu comprimento reduzido a zero. O extremo "livre" C passa a coincidir com o ponto de ramificação M trazendo consigo as restrições impostas pela ancoragem.

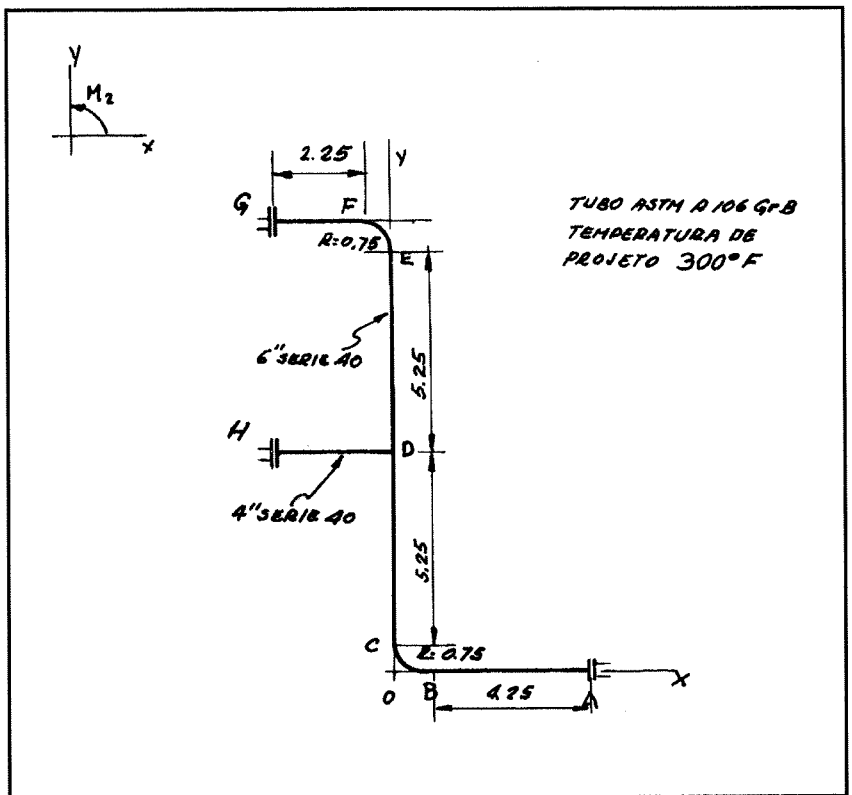
Desejando-se porém simular a ação de uma guia que permita o movimento na direção Y, devemos impor:

$$F'_{YC} = F_{YC} = 0$$
$$\theta'_{ZC} = \theta_{ZC} = 0$$
$$\delta'_{XC} = \delta_{XC} + Y_C\theta_{ZC} = -\Delta Xc.$$

Para a extremidade B, os deslocamentos são calculados de forma habitual:

$$\theta'_{ZB} = 0 \qquad \delta'_{XB} = -\Delta X_B \qquad \delta'_{YB} = -\Delta Y_B.$$

O sistema de equações correspondente a este caso pode ser deduzido a partir do sistema (7.39), estabelecido para a tubulação da Fig. 7.11, com as seguintes alterações (veja a p. 126):



TRECHO	AB, CE, FG	BC, LF	DH		
OD (pol)	6.625	6.625	4.500		
Esp (pol)	0.280	0.280	0.237		
I (pol⁴)	28.1	28.1	7.23		
Z (pol³)	8.5	8.5	3.21		
R (pé)		0.75			
h		0.25			
k		6.59			
i		2.27			
E_c (lb/pol²)	29×10^6	29×10^6	29×10^6		
$E_cI/144$	5.659×10^6	5.659×10^6			
Q	1.00	1.00	3.89		
$\Delta\ell/\ell$	0.0015	0.0015	0.0015		
MOVIMENTOS DOS EXTREMOS CONSIDERADOS LIVRES					
EXTREMO	G	H			
Δx (pé)	-0.012	-0.012			
Δy (pé)	+0.018	+0.009			

Fig. 7.13

CÁLCULO DOS COEFICIENTES PARA O RAMO AD					
TRECHO	AB	BC	CD		TOTAL
TIPO	—				
k0	1.00	6.59	1.00		
R		0.75			
ℓ	4.25		5.25		
a	2.88	0.75	0.00		
b	0.00	0.75	3.38		
ℓ³/12	1.51		2.30		
S	4.75	7.76	5.25		17.26
Sa	12.24	2.11	0.00		14.35
Sb	0.00	2.11	17.75		19.86
Sab	0.00	0.19	0.00		0.19
Saa	41.67	0.98	0.00		42.65
Sbb	0.00	0.98	72.07		73.05

a

CÁLCULO DOS COEFICIENTES PARA O RAMO AG					
TRECHO	AD	DE	EF	FG	TOTAL
TIPO				—	
k0		1.00	6.59	1.00	
R			0.75		
ℓ		5.25		2.25	
a		0.00	-0.75	1.88	
b		8.63	11.25	12.00	
ℓ³/12		2.30		0.42	
S	17.26	5.25	7.76	2.25	32.52
Sa	14.35	0.00	-2.11	-4.23	8.01
Sb	19.86	45.31	91.01	27.00	183.18
Sab	0.19	0.00	-25.13	-50.76	-75.70
Saa	42.65	0.00	0.98	8.90	52.53
Sbb	73.05	403.10	1067.78	324.00	1867.93

b

CÁLCULO DOS COEFICIENTES PARA O RAMO AH					
TRECHO	AD	DH			TOTAL
TIPO		—			
k0		3.98			
R					
ℓ		3.00			
a		-1.50			
b		6.00			
ℓ³/12		0.75			
S	17.26	11.96			29.20
Sa	14.35	-17.91			-3.56
Sb	19.86	71.64			91.50
Sab	0.19	-107.46			-107.27
Saa	42.65	35.82			78.47
Sbb	73.05	429.84			502.84

c

Fig. 7.14 (*a*), (*b*) e (*c*)

SISTEMA DE EQUAÇÕES						
M'_{zG}	F'_{xG}	F'_{yG}	M'_{zH}	F'_{xH}	F'_{yH}	CONSTANTE
COEF. DO RAMO AG			COEFICIENTES DO RAMO AD			
+S	+Sb	-Sa	+S	+Sb	-Sa	
32.52	183,18	-8.01	17.26	19.86	-14.35	0.00
	+Sbb	-Sab	+Sb	+Sbb	-Sab	EIΔxG/144
	1867,93	75,70	19,86	73,05	-0,19	-67908,00
		+Saa	-Sa	-Sab	+Saa	EIΔyG/144
		52.53	-14.35	-0.19	42.65	+101862,00
			COEFICIENTES DO RAMAL AH			
			+S	+Sb	-Sa	
			29,20	91.50	+3,56	0,00
				+Sbb	-Sab	EIΔxH/144
				502.84	107,27	-67908,00
					+Saa	EIΔyH/144
					78.47	50931.00

SOLUÇÃO

M'_{zG} = 5807 lb.pé

F'_{xG} = -316 lb

F'_{yG} = -4196 lb

M'_{zH} = - 10 963 lb.pé

F'_{xH} = 1788 lb

F'_{yH} = 752 lb

Fig. 7.15

CÁLCULO DOS MOMENTOS					
PONTO	A	B	C	D (RAMO AD)	H
X	5.00	0.75	0	0	-3.00
Y	0	0	0.75	6.00	6.00
$+F_{xB}\,y$	0	0	-237	-1896	–
$-F_{yG}\cdot x$	20 980	3147	0	0	–
$+F_{xH}\cdot y$	0	0	1341	10728	10728
$-F_{yH}\cdot x$	-3760	-564	0	0	+225.6
M	12064	-2573	-4052	+3676	+2021
i		2.27	2.27		
S	17032	8246	12899	5190	7556

CÁLCULO DOS MOMENTOS (CONTINUAÇÃO)					
PONTO	D (RAMO HD)	G	F	E	D (RAMO GD)
X	0	-3.00	-0.75	0.00	0.00
Y	6.00	12.00	12.00	11.25	6.00
$+F_{xG}\,y$	–	-3792	-3792	-3555	-1896
$-F_{yG}\,x$	–	-12588	-3147	0.00	0.00
$+F_{xH}\,y$	10728	–	–	–	–
$-F_{yH}\,x$	0	–	–	–	–
M	-235	-10573	-1132	2252	3911
i			2.27	2.27	
S	879	14927	3628	7217	5521

Fig. 7.16

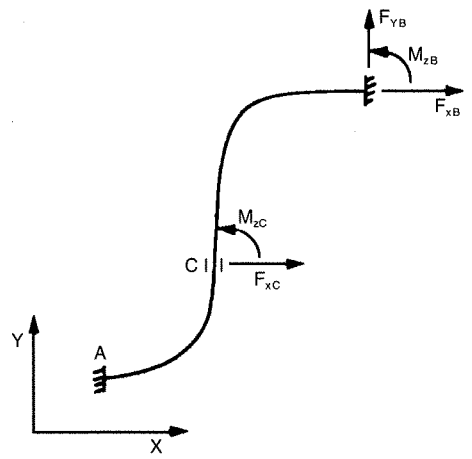


Fig. 7.17

— Os coeficientes de forma para o ramo MC anulam-se, visto que M e C são coincidentes.
— Impondo-se a condição $F_{YC} = 0$, anula-se a sexta coluna do sistema de equações. O sistema (7.39) se transforma para:

M'_{ZB}	F'_{XB}	F'_{YB}	M'_{ZC}	F'_{XC}		
Coeficientes somados de A a B			Coeficientes somados de A a C			
$+S$	$+S_b$	$-S_a$	$+S$	$+S_b$	$=$	0
$+S_b$	$+S_{bb}$	$-S_{ab}$	$+S_b$	$+S_{bb}$	$=$	$-EI\Delta_{xB}$
$-S_a$	$-S_{ab}$	$+S_{aa}$	$-S_a$	$-S_{ab}$	$=$	$-EI\Delta_{yB}$
Coeficientes somados de A a C			Coeficientes somados de A a C			
$+S$	$+S_b$	$-S_a$	$+S$	$+S_b$	$=$	0
$+S_b$	$+S_{bb}$	$-S_{ab}$	$+S_b$	$+S_{bb}$	$=$	$-EI\Delta_{xC}$
$-S_a$	$-S_{ab}$	$+S_{aa}$	$-S_a$	$-S_{ab}$	$=$	$-EI\Delta_{yC}$

(7.41)

Observe-se que a última equação torna-se supérflua para o cálculo das incógnitas hiperestáticas, e seria usada somente se fosse desejável o cálculo do deslocamento Δy_c; em caso contrário, pode ser eliminada.

Suponha-se agora que a guia permita também rotação livre no ponto C, isto é, $M_{zc} = 0$. Como conseqüência, temos:

$$M'_{ZC} = M_{ZC} - F'_{XC}Y_C + F'_{YC}X_C = -F'_{XC}Y_C.$$

Isto permite eliminar M_{ZC} do sistema de equações, mas por outro lado θ_{ZC} torna-se incógnita. O sistema fica:

M'_{ZB}	F'_{XB}	F'_{YB}	F'_{XC}		
Coeficientes somados de A a B			Coeficientes somados de A a C		
$+S$	$+S_b$	$-S_a$	$(-SY_c + S_b)$	$=$	0
$+S_b$	$+S_{bb}$	$-S_{ab}$	$(-S_bY_c + S_{bb})$	$=$	$-EI\Delta_{xB}$
$-S_a$	$-S_{ab}$	$+S_{aa}$	$(+S_aY_c - S_{ab})$	$=$	$-EI\Delta_{yB}$
Coeficientes somados de A a C			Coeficientes somados de A a C		
$+S$	$+S_b$	$-S_a$	$(-SY_c + S_b)$	$=$	$EI\theta_{ZC}$
$+S_b$	$+S_{bb}$	$-S_{ab}$	$(-S_bY_c + S_{bb})$	$=$	$EI(-\Delta_{xC} + Y_c\theta_{ZC})$
$-S_a$	$-S_{ab}$	$+S_{aa}$	$(+S_aY_c - S_{ab})$	$=$	$EI(-\Delta_{yC} - X_c\theta_{ZC})$

(7.42)

Não existindo interesse de se calcular o deslocamento Δ_{YC} e a rotação θ_{ZC}, essas incógnitas poderão ser eliminadas por combinações lineares das três últimas equações.

7.10 Extensão do Método para uma Tubulação Espacial

Consideremos a tubulação da Fig. 7.18 com um traçado espacial e ancorada em ambas as extremidades. Sejam A a extremidade "fixa" e C a extremidade "livre". Os desloca-

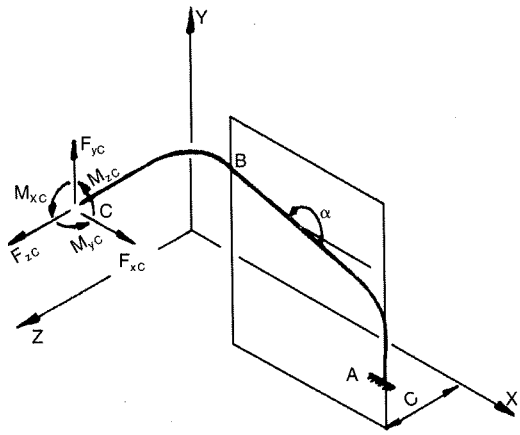


Fig. 7.18

mentos da extremidade "livre", retirada a restrição e ocorrendo uma variação de temperatura, podem ser descritos por meio de:

$$\left.\begin{aligned} \Delta X_C &= e\,(X_C - X_A) \\ \Delta Y_C &= e\,(Y_C - Y_A) \\ \Delta Z_C &= e\,(Z_C - Z_A) \end{aligned}\right\} \tag{7.43}$$

onde X_A, Y_A, Z_A e X_C, Y_C, Z_C são as coordenadas dos extremos A e C; e é o coeficiente de dilatação unitária, correspondente à variação de temperatura ocorrida. A ação da ancoragem pode ser representada por um momento e uma força de projeções M_{XC}, M_{YC}, M_{ZC}, F_{XC}, F_{YC}, F_{ZC}, que aplicados ao extremo "livre" provoquem deformações iguais e de sinal contrário às dilatações térmicas.

De acordo com o exposto no Item 7.3, é vantajoso transpor os esforços e deslocamentos para a origem do sistema cartesiano:

$$\left.\begin{aligned} F'_{XC} &= F_{XC} \\ F'_{YC} &= F_{YC} \\ F'_{ZC} &= F_{ZC} \\ M'_{XC} &= M_{XC} + F_{YC}\,Z_C + F_{ZC}\,Y_C \\ M'_{YC} &= M_{YC} + F_{ZC}\,X_C - F_{XC}\,Z_C \\ M'_{ZC} &= M_{ZC} + F_{XC}\,Y_C - F_{YC}\,X_C \\ \delta'_{XC} &= \delta_{XC} - \theta_{YC}\,Z_C + \theta_{ZC}\,Y_C \\ \delta'_{YC} &= \delta_{YC} - \theta_{ZC}\,X_C + \theta_{XC}\,Z_C \\ \delta'_{ZC} &= \delta_{ZC} - \theta_{XC}\,Y_C + \theta_{YC}\,X_C \\ \theta'_{XC} &= \theta_{XC} \\ \theta'_{YC} &= \theta_{YC} \\ \theta'_{ZC} &= \theta_{ZC} \end{aligned}\right\} \tag{7.44}$$

onde F'_{XC}, F'_{YC}, F'_{ZC}, M'_{XC}, M'_{YC}, M'_{ZC} representam os esforços agindo na extremidade livre, porém transportados para a origem e δ'_{XC}, δ'_{YC}, δ'_{ZC}, θ'_{XC}, θ'_{YC}, θ'_{ZC}, os deslocamentos lineares e angulares da extremidade livre, também transportados para a origem.

Aplicando o teorema de Castigliano na direção dos três esforços, temos:

$$
\begin{aligned}
EI\theta'_{XC} &= \int_A^C \left(KQM_b \frac{\partial M_b}{\partial M'_{XC}} + KQM_{bt} \frac{\partial M_{bt}}{\partial M'_{XC}} + 1{,}3QM_t \frac{\partial M_t}{\partial M'_{XC}} \right) dl \\
EI\theta'_{YC} &= \int_A^C \left(KQM_b \frac{\partial M_b}{\partial M'_{YC}} + KQM_{bt} \frac{\partial M_{bt}}{\partial M'_{YC}} + 1{,}3QM_t \frac{\partial M_t}{\partial M'_{YC}} \right) dl \\
EI\theta'_{ZC} &= \int_A^C \left(KQM_b \frac{\partial M_b}{\partial M'_{ZC}} + KQM_{bt} \frac{\partial M_{bt}}{\partial M'_{ZC}} + 1{,}3QM_t \frac{\partial M_t}{\partial M'_{ZC}} \right) dl \\
EI\delta'_{XC} &= \int_A^C \left(KQM_b \frac{\partial M_b}{\partial F'_{XC}} + KQM_{bt} \frac{\partial M_{bt}}{\partial F'_{XC}} + 1{,}3QM_t \frac{\partial M_t}{\partial F'_{XC}} \right) dl \\
EI\delta'_{YC} &= \int_A^C \left(KQM_b \frac{\partial M_b}{\partial F'_{YC}} + KQM_{bt} \frac{\partial M_{bt}}{\partial F'_{YC}} + 1{,}3QM_t \frac{\partial M_t}{\partial F'_{YC}} \right) dl \\
EI\delta'_{ZC} &= \int_A^C \left(KQM_b \frac{\partial M_b}{\partial F'_{ZC}} + KQM_{bt} \frac{\partial M_{bt}}{\partial F'_{ZC}} + 1{,}3QM_t \frac{\partial M_t}{\partial F'_{ZC}} \right) dl
\end{aligned}
\tag{7.45}
$$

A distribuição dos momentos pela estrutura, na ausência de outros carregamentos, é dada por:

$$
\begin{aligned}
M_X &= M'_{XC} + F'_{YC}\, Z - F'_{ZC}\, Y \\
M_Y &= M'_{YC} + F'_{ZC}\, X - F'_{XC}\, Z \\
M_Z &= M'_{ZC} + F'_{XC}\, Y - F'_{YC}\, X
\end{aligned}
\tag{7.46}
$$

onde X, Y, Z são as coordenadas do ponto onde os momentos estão sendo calculados.

Referindo-nos à Fig. 7.18, suponhamos que o trecho AB esteja contido em um plano paralelo ao plano Z; as integrais das equações podem ser parceladas da seguinte forma:

$$
\begin{aligned}
EI\theta'_{XC} = &\int_A^B \left(KQM_b \frac{\partial M_b}{\partial M'_{XC}} + KQM_{bt} \frac{\partial M_{bt}}{\partial M'_{XC}} + 1{,}3QM_t \frac{\partial M_t}{\partial M'_{XC}} \right) dl + \\
&+ \int_B^C \left(KQM_b \frac{\partial M_b}{\partial M'_{XC}} + KQM_{bt} \frac{\partial M_{bt}}{\partial M'_{XC}} + 1{,}3QM_t \frac{\partial M_t}{\partial M'_{XC}} \right) dl.
\end{aligned}
\tag{7.47}
$$

O parcelamento é válido para as demais equações e permite desenvolver as integrais separadamente. Como primeiro passo, serão desenvolvidas as integrais entre os pontos A e B, representando um trecho genérico contido em um plano paralelo ao Z.

Segundo a representação vetorial mostrada na Fig. 7.19, o momento fletor M_b é um vetor perpendicular ao plano que contém o trecho; M_{bt} e M_t pertencem a este plano agindo respectivamente na direção perpendicular e paralela à tangente da tubulação no ponto considerado. Caracterizando a direção da tangente pelo ângulo α, os momentos fletores e o momento torsor

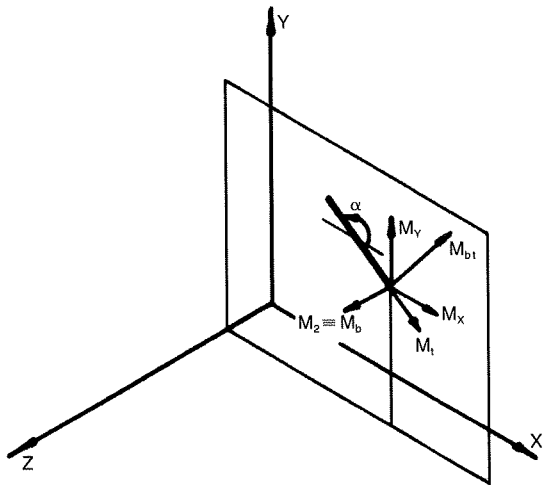


Fig. 7.19

podem ser expressos em função dos momentos M_X, M_Y e M_Z; finalmente, usando as expressões (7.46), pode-se exprimi-los em função das incógnitas hiperestáticas, ficando:

$$
\begin{aligned}
M_b &= M'_{ZC} + F'_{XC}\,Y - F'_{YC}\,X \\
M_{bt} &= (M'_{YC} + F'_{ZC}\,X - F'_{XC}\,Z)\cos\alpha - \\
&\quad - (M'_{XC} + F'_{YC}\,Z - F'_{ZC}\,Y)\,\text{sen}\,\alpha \\
M_t &= (M'_{YC} + F'_{ZC}\,X - F'_{XC}\,Z)\,\text{sen}\,\alpha + \\
&\quad + (M'_{XC} + F'_{YC}\,Z - F'_{ZC}\,Y)\cos\alpha\,.
\end{aligned}
\tag{7.48}
$$

As derivadas parciais necessárias nas equações (7.45) são:

$$
\left.
\begin{array}{lll}
\dfrac{\partial M_b}{\partial M'_{XC}} = 0 & \dfrac{\partial M_{bt}}{\partial M'_{XC}} = -\text{sen}\,\alpha & \dfrac{\partial M_t}{\partial M'_{XC}} = \cos\alpha \\[2ex]
\dfrac{\partial M_b}{\partial M'_{YC}} = 0 & \dfrac{\partial M_{bt}}{\partial M'_{YC}} = \cos\alpha & \dfrac{\partial M_t}{\partial M'_{YC}} = \text{sen}\,\alpha \\[2ex]
\dfrac{\partial M_b}{\partial M'_{ZC}} = 1 & \dfrac{\partial M_{bt}}{\partial M'_{ZC}} = 0 & \dfrac{\partial M_t}{\partial M'_{ZC}} = 0 \\[2ex]
\dfrac{\partial M_b}{\partial F'_{XC}} = Y & \dfrac{\partial M_{bt}}{\partial F'_{XC}} = -Z\cos\alpha & \dfrac{\partial M_t}{\partial F'_{XC}} = -Z\,\text{sen}\,\alpha \\[2ex]
\dfrac{\partial M_b}{\partial F'_{YC}} = -X & \dfrac{\partial M_{bt}}{\partial F'_{YC}} = -Z\,\text{sen}\,\alpha & \dfrac{\partial M_t}{\partial F'_{YC}} = Z\cos\alpha \\[2ex]
\dfrac{\partial M_b}{\partial F'_{ZC}} = 0 & \dfrac{\partial M_{bt}}{\partial F'_{ZC}} = X\cos\alpha + Y\,\text{sen}\,\alpha & \dfrac{\partial M_t}{\partial F'_{ZC}} = X\,\text{sen}\,\alpha - Y\cos\alpha
\end{array}
\right\}
\tag{7.49}
$$

Os valores dos momentos (7.48) e das derivadas (7.49) deverão ser substituídos nas expressões (7.45). Observando-se que a coordenada Z é constante para qualquer ponto pertencente ao plano considerado (na Fig. 7.18 foi denominada de c), desenvolvendo-se as integrais das expressões entre os limites A e B obtêm-se as expressões (7.50), que representam os coeficientes de forma do trecho genérico AB contido no plano Z.

M'_{XC}	M'_{YC}	M'_{ZC}	F'_{XC}	F'_{YC}	F'_{ZC}
$+V$ $+\int_A^B (1{,}3\cos^2\alpha + K\,\text{sen}^2\alpha)\,Qdl$	$+q$ $+\int_A^B (1{,}3 - K)\,\text{sen}\,\alpha\cos\alpha\,Qdl$	0	$-cq$ $-\int_A^B (1{,}3 - K)\,\text{sen}\,\alpha\cos\alpha\,cQdl$	$+cV$ $+\int_A^B (1{,}3\cos^2\alpha + K\,\text{sen}^2\alpha)\,cQdl$	$-V_0$ $-\int_A^B [(1{,}3\cos^2\alpha + K\,\text{sen}^2\alpha)\,YQdl - (1{,}3 - K)\,\text{sen}\,\alpha\cos\alpha\,XQdl]$
$+q$ $+\int_A^B (1{,}3 - K)\,\text{sen}\,\alpha\cos\alpha\,Qdl$	$+U$ $+\int_A^B (K\cos^2\alpha + 1{,}3\,\text{sen}^2\alpha)\,Qdl$	0	$-cU$ $-\int_A^B (K\cos^2\alpha + 1{,}3\,\text{sen}^2\alpha)\,cQdl$	$+cq$ $+\int_A^B (1{,}3 - K)\,\text{sen}\,\alpha\cos\alpha\,cQdl$	$+U_0$ $+\int_A^B [(K\cos^2\alpha + 1{,}3\,\text{sen}^2\alpha)XQdl - (1{,}3 - K)\,\text{sen}\,\alpha\cos\alpha\,YQdl]$
0	0	$+S$ $+\int_A^B KQdl$	$+S_b$ $+\int_A^B KYQdl$	$-S_a$ $-\int_A^B KXQdl$	0
$-cq$ $-\int_A^B (1{,}3-K)\,\text{sen}\,\alpha\cos\alpha\,cQdl$	$-cU$ $-\int_A^B (K\cos^2\alpha + 1{,}3\,\text{sen}^2\alpha)\,cQdl$	$+S_b$ $+\int_A^B KYQdl$	$+S_{bb}+c^2U$ $+\int_A^B [KY^2Qdl + (K\cos^2\alpha + 1{,}3\,\text{sen}^2\alpha)\,c^2Qdl]$	$-S_{ab}-c^2q$ $-\int_A^B [KXYQdl + (1{,}3-K)\,\text{sen}\,\alpha\cos\alpha\,c^2Qdl]$	$-cU_0$ $-\int_A^B [(K\cos^2\alpha + 1{,}3\,\text{sen}^2\alpha)\,cXQdl - (1{,}3-K)\,\text{sen}\,\alpha\cos\alpha\,cYQdl]$
$+cV$ $+\int_A^B (1{,}3\cos^2\alpha + K\,\text{sen}^2\alpha)\,cQdl$	$+cq$ $+\int_A^B (1{,}3 - K)\,\text{sen}\,\alpha\cos\alpha c\,Qdl$	$-S_a$ $-\int_A^B KXQdl$	$-S_{ab}-c^2q$ $-\int_A^B [KXYQdl + (1{,}3 - K)\,\text{sen}\,\alpha\cos\alpha\,c^2\,Qdl]$	$+S_{aa}+c^2V$ $+\int_A^B [KX^2Qdl + (1{,}3\cos^2\alpha + K\,\text{sen}^2\alpha)\,c^2\,Qdl]$	$-cV_0$ $-\int_A^B [(1{,}3\cos^2\alpha + K\,\text{sen}^2\alpha)\,cYQdl - (1{,}3 - K)\,\text{sen}\,\alpha\cos\alpha\,cXQdl]$
$-V_0$ $-\int_A^B [(1{,}3\cos^2\alpha + K\,\text{sen}^2\alpha)\,YQdl - (1{,}3 - K)\,\text{sen}\,\alpha\cos\alpha\,XQdl]$	$+U_0$ $+\int_A^B [(K\cos^2\alpha + 1{,}3\,\text{sen}^2\alpha)\,XQdl - (1{,}3 - K)\,\text{sen}\,\alpha\cos\alpha\,YQdl]$	0	$-cU_0$ $-\int_A^B [(K\cos^2\alpha + 1{,}3\,\text{sen}^2\alpha)\,XcQdl - (1{,}3 - K)\,\text{sen}\,\alpha\cos\alpha\,cYQdl]$	$-cV_0$ $-\int_A^B [(1{,}3\cos^2\alpha + K\,\text{sen}^2\alpha)\,cYQdl - (1{,}3 - K)\,\text{sen}\,\alpha\cos\alpha\,cXQdl]$	$+U_{00}+V_{00}$ $\int_A^B [(K\cos^2\alpha + 1{,}3\,\text{sen}^2\alpha)\,X^2\,Qdl + (1{,}3\cos^2\alpha + K\,\text{sen}^2\alpha)Y^2Qdl - 2(1{,}3 - K)\,\text{sen}\,\alpha\cos\alpha\,XYQdl]$

(7.50)

A matriz formada pelos coeficientes de forma é simétrica em relação à diagonal principal, e em alguns casos os coeficientes são nulos. Isto reduz para 17 o número de coeficientes de forma para cada trecho.

Analogamente ao que foi feito nos Itens 7.4 e 7.5, são desenvolvidas integrais que exprimem os coeficientes de forma para trechos retos e para trechos em curva circular. Esse desenvolvimento foi suprimido por ser semelhante ao já apresentado, sendo dados a seguir apenas os resultados. Os parâmetros, em função dos quais os coeficientes são expressos, são os mesmos usados nas Figs. 7.4 e 7.5; c — conforme já foi dito, é a distância do plano que contém a tubulação ao plano Z.

Coeficiente	*Trecho Reto*	*Curva Circular*
S	KQl	$KQR\phi$
S_a	$S \times a$	$S \times a + KQR^2 C_a$
S_b	$S \times b$	$S \times b + KQR^2 C_b$
q	$Ql(1{,}3 - K)\ \text{sen}\ \alpha \cos \alpha$	$QR\,(K - 1{,}3\ C_{ab})$
cq	$c \times q$	$c \times q$
U	$Ql\,(K \cos^2 \alpha + 1{,}3\ \text{sen}^2 \alpha)$	$QR\,(K\ C_{bb} + 1{,}3\ C_{aa})$
U_0	$U \times a - q \times b$	$U \times a - q \times b + 1{,}3\ QR^2 C_a$
cU	$c \times U$	$c \times U$
V	$Ql\,(K\ \text{sen}^2 \alpha + 1{,}3 \cos^2 \alpha)$	$QR\,(K\ C_{aa} + 1{,}3\ C_{bb})$
V_0	$V \times b - q \times a$	$V \times b - q \times a + 1{,}3\ QR^2 C_b$
cV	$c \times V$	$c \times V$
$S_{ab} + c^2 q$	$Sa \times b + \frac{Sl^2}{12} \cos \alpha\ \text{sen}\ \alpha + c^2 q$	$KQR^3 C_{ab} + KQR^2 b\ C_a +$ $+ KQR^2 a\ C_b + KQR\phi\ ab + c^2 q$
cU_0	$c \times U_0$	$c \times U_0$
cV_0	$c \times V_0$	$c \times V_0$
$S_{aa} + c^2 V$	$S_a \times a + \frac{Sl^2}{12} \cos^2 \alpha + c^2 V$	$KQR^3 C_{aa} + 2KQR^2 a\ C_a +$ $+ KQR\phi\ a^2 + c^2 V$
$S_{bb} + c^2 U$	$Sb \times b + \frac{Sl^2}{12}\ \text{sen}^2 \alpha + c^2 U$	$KQR^3 C_{bb} + 2KQR^2 b\ C_b +$ $+ KQR\phi\ b^2 + c^2 U$
$U_{00} + V_{00}$	$U_0 a + V_0 b + \frac{Sl^2}{12}$	$1{,}3QR^3\phi + 2{,}6QR^2 aC_a + 2{,}6QR^2 bC_b +$ $+ Ua^2 + Vb^2 - 2qab$

(7.51)

Os coeficientes de forma para os trechos contidos nos planos paralelos aos planos X e Y podem ser obtidos por um desenvolvimento análogo das integrais das expressões (7.45); como alternativa mais simples, pode-se obtê-los a partir dos coeficientes de forma deduzidos para o plano Z, por meio de uma mudança do sistema cartesiano. Referindo-nos à Fig. 7.20, consideremos o trecho BC contido no plano Y.

Mudando-se o sistema cartesiano X, Y, Z para $\overline{X}, \overline{Y}, \overline{Z}$, de forma que X e $\overline{Y}$, Y e $\overline{Z}$, Z e $\overline{X}$ coincidam, em relação ao novo sistema o trecho BC estará contido no plano Z. Usando as expressões (7.51), os coeficientes de forma podem ser calculados:

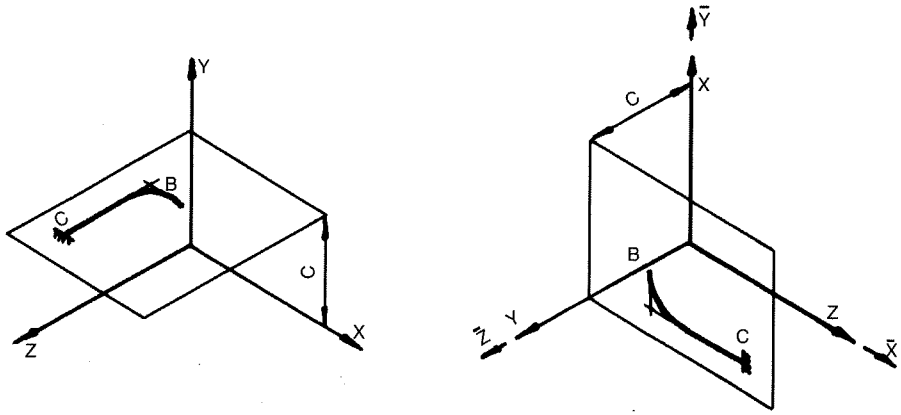


Fig. 7.20

$$\left.\begin{array}{llllll}
M'_{\bar{X}} & M'_{\bar{Y}} & M'_{\bar{Z}} & F'_{\bar{X}} & F'_{\bar{X}} & F'_{\bar{Y}} & \\
+V & +q & 0 & -cq & +cV & -V_0 & = EI\theta'_{\bar{X}} \\
+q & +U & 0 & -cU & +cq & +U_0 & = EI\theta'_{\bar{Y}} \\
0 & 0 & +S & +S_b & -S_a & 0 & = EI\theta'_{\bar{Z}} \\
 & & & & & & \\
-cq & -cU & +S_b & +S_{bb}+c^2U & -S_{ab}-c^2q & -cU_0 & = EI\delta'_{\bar{X}} \\
+cV & +cq & -S_a & -S_{ab}-c^2q & +S_{aa}+c^2V & -cV_0 & = EI\delta'_{\bar{Y}} \\
-V_0 & +U_0 & 0 & -cU_0 & -cV_0 & +U_{00}+V_{00} & = EI\delta'_{\bar{Z}}
\end{array}\right\} \quad (7.52)$$

Para se efetuar a volta ao sistema original X, Y, Z, substituem-se os esforços e deslocamentos referidos ao sistema por aqueles referidos ao sistema original:

$$\left.\begin{array}{lll}
M'_X = M'_{\bar{Y}} & M'_Y = M'_{\bar{Z}} & M'_Z = M'_{\bar{X}} \\
F'_X = F'_{\bar{Y}} & F'_Y = F'_{\bar{Z}} & F'_Z = F'_{\bar{X}} \\
\theta'_X = \theta'_{\bar{Y}} & \theta'_Y = \theta'_{\bar{Z}} & \theta'_Z = \theta'_{\bar{X}} \\
\delta'_X = \delta'_{\bar{Y}} & \delta'_Y = \delta'_{\bar{Z}} & \delta'_Z = \delta'_{\bar{Z}}
\end{array}\right\} \quad (7.53)$$

Efetuada a substituição e dispondo as equações na ordem habitual, ficará:

$$\left.\begin{array}{llllll}
M'_X & M'_Y & M'_Z & F'_X & F'_Y & F'_Z & \\
+U & 0 & +q & +cq & +U_0 & -cU & = EI\theta'_X \\
0 & +S & 0 & -S_a & 0 & +S_b & = EI\theta'_Y \\
+q & 0 & +V & +cV & -V_0 & -cq & = EI\theta'_Z \\
 & & & & & & \\
+cq & -S_a & +cV & +S_{aa}+c^2V & -cV_0 & -S_{ab}-c^2q & = EI\delta'_X \\
+U_0 & 0 & -V_0 & -cV_0 & U_{00}+V_{00} & -cU_0 & = EI\delta'_Y \\
-cU & +S_b & -cq & -S_{ab}-c^2q & -cU_0 & +S_{bb}+c^2U & = EI\delta'_Z
\end{array}\right\} \quad (7.54)$$

	M'_x	M'_y	M'_z	F'_x	F'_y	F'_z	
X	$+S$	–	–	–	$+Sb$	$-Sa$	
Y	$+U$	–	$+q$	$+cq$	$+U_0$	$-CU$	
Z	$+V$	$+q$		$-cq$	$+CV$	$-V_0$	
Σ	A_{11}	A_{12}	A_{13}	A_{14}	A_{15}	A_{16}	$EI\theta'_x$
X		$+V$	$+q$	$-V_0$	$-cq$	$+CV$	
Y		$+S$	–	$-Sa$	–	$+Sb$	
Z		$+U$	–	$-CU$	cq	$+U_0$	
Σ		A_{22}	A_{23}	A_{24}	A_{25}	A_{26}	$EI\theta'_y$
X			$+U$	$+U_0$	$-CU$	$+cq$	
Y			$+V$	$+CV$	$-V_0$	$-cq$	
Z			$+S$	$+Sb$	$-Sa$	–	
Σ			A_{33}	A_{34}	A_{35}	A_{36}	$EI\theta'_z$
X				$+U_{00}+V_{00}$	$-CU_0$	$-CV_0$	
Y				$+S_{aa}+c^2V$	$-CV_0$	$-S_{ab}-c^2q$	
Z				$+S_{bb}+c^2U$	$-S_{ab}-c^2q$	$-CU_0$	
Σ				A_{44}	A_{45}	A_{46}	$EI\Delta x'$
X					$+S_{bb}+c^2U$	$-S_{ab}-c^2q$	
Y					$+U_{00}+V_{00}$	$-CU_0$	
Z					$+S_{aa}+c^2V$	$-CV_0$	
Σ					A_{55}	A_{56}	$EI\Delta y'$
X						$+S_{aa}+c^2V$	
Y						$+S_{bb}+c^2U$	
Z						$U_{00}+V_{00}$	
Σ						A_{66}	$EI\Delta z'$

Fig. 7.21

O mesmo processo é aplicável a trechos pertencentes a planos paralelos ao plano X. O resultado geral está mostrado na Fig. 7.21, onde A_{ij} representam as somas dos coeficientes dos três planos.

Em resumo, o cálculo dos coeficientes de forma para elementos contidos em planos paralelos aos planos X e Y se faz por meio de mudança do sistema cartesiano, de forma que em relação ao novo sistema $\overline{X},\overline{Y},\overline{Z}$ o plano se torne paralelo ao $\overline{Z}$. O cálculo dos coeficientes é feito em relação a este sistema, e portanto deve-se tomar cuidado para que as coordenadas a, b e c envolvidas na determinação dos coeficientes sejam tomadas em relação ao sistema $\overline{X},\overline{Y},\overline{Z}$. Na formação da matriz, a distribuição dos coeficientes deverá obedecer a indicação da Fig. 7.21.

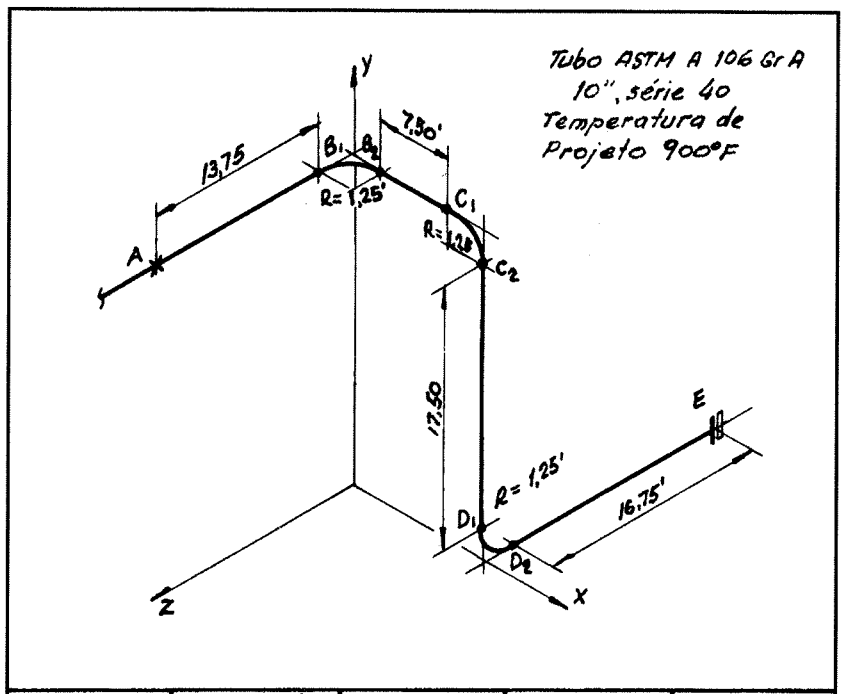
Para trechos de tubulação reversos em relação aos planos cartesianos, o processo de cálculo dos coeficientes de forma é semelhante, porém bem mais trabalhoso. O trecho reverso é referido a um novo sistema cartesiano de forma que um dos planos $\overline{X},\overline{Y}$ ou $\overline{Z}$ do novo sistema contenha o trecho; em relação a estes sistema, os coeficientes são calculados de forma habitual. Para a volta ao sistema primitivo, são desenvolvidas fórmulas que exprimem a variação dos coeficientes em função da rotação do sistema cartesiano.

Considerando-se, porém, que as tubulações possuem em geral um traçado que pode ser enquadrado em três planos perpendiculares, o cálculo dos coeficientes de forma para trechos reversos é raramente feito e será omitido aqui.

7.11 Exemplo de Aplicação

Vamos verificar a flexibilidade da tubulação mostrada na Fig. 7.22.

Os primeiros passos na verificação da flexibilidade de uma tubulação espacial são iguais aos já expostos para o caso plano.



TRECHO	$AB_1, B_2C_1, C_2D_1, D_2E$	B_1B_2, C_1C_2, D_1D_2		
OD (pol)	10,75	70,75		
Esp (pol)	0,365	0,365		
I (pol⁴)	161,0	161,0		
Z (pol³)	29,9	29,9		
R (pé)		1,25		
h		0,20		
k		8,13		
i		2,61		
Ec (lb/pol²)	$29 \cdot 10^6$	29×10^6		
E.I/144	$32,42 \times 10^6$	$32,42 \times 10^6$		
Q	1,00	1,00		
$\Delta l / l$	0,0065	0,0065		
MOVIMENTOS DOS EXTREMOS CONSIDERADOS LIVRES				
EXTRENO	A			
ΔX	-0,065			
ΔY	+0,130			
ΔZ	+0,215			

Fig. 7.22

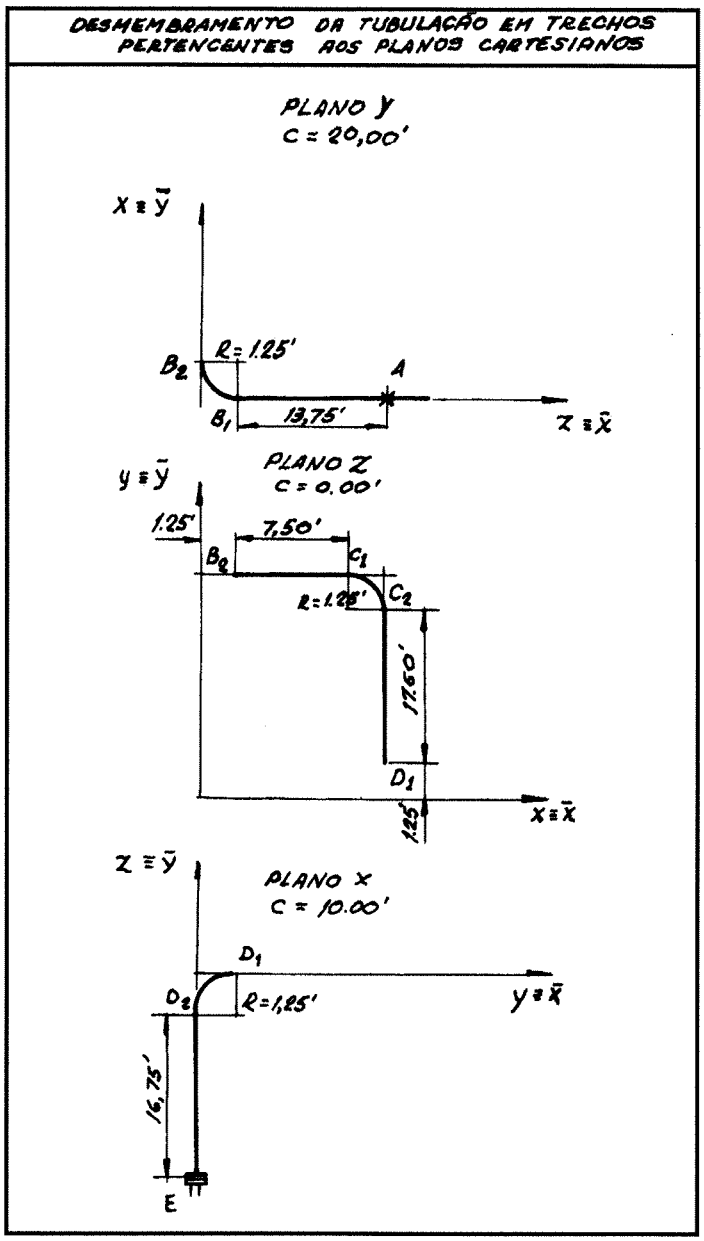


Fig. 7.23

Na Fig. 7.23, a tubulação foi desmembrada em trechos, pertencentes respectivamente aos planos X, Y e Z. Os trechos contidos nos planos X e Y foram associados a um novo sistema de coordenadas $\overline{X}, \overline{Y}, \overline{Z}$ e por meio de uma rotação posicionados de maneira usual, isto é, com a abscissa na horizontal e ordenada na vertical; este posicionamento facilita o cálculo das coordenadas a e b para os diversos elementos que compõem o trecho.

Na Fig. 7.24 (*a*), as expressões auxiliares para o cálculo dos coeficientes de forma das curvas são determinadas, e nas Figs. 7.24 (*b*), (*c*) e (*d*), os próprios coeficientes de forma são calculados com o auxílio das fórmulas (7.51). Os coeficientes são distribuídos nas expressões da Fig. 7.25, e o sistema é resolvido.

O cálculo dos momentos nos diversos pontos é feito na Fig. 7.26 com o auxílio das expressões (7.46).

A tensão é calculada pela expressão:

$$S = \sqrt{S_b^2 + 4S_t^2}$$

conforme já foi explicado no Item 5.9.

Para permitir uma comparação entre os métodos de cálculo, aproveitamos para esse exemplo a mesma tubulação do exemplo numérico do Item 6.7, onde a flexibilidade foi verificada pelo método da viga em balanço guiada. Vimos que por esse método simplificado a configuração inicial "não passou", obrigando a uma modificação de traçado. No cálculo pelo método analítico geral, a mesma configuração foi achada satisfatória, estando todas as tensões abaixo da admissível, mostrando assim que as tensões elevadas, encontradas no Item 6.7, eram de fato conseqüência da imprecisão e das simplificações do método da viga em balanço guiada.

CÁLCULO AUXILIAR PARA OS COEFICIENTES DE CURVAS					
TRECHO	$B_1 B_2$	$C_1 C_2$	$D_1 D_2$		
TIPO					
ϕ	90°	90°	90°		
α	270°	90°	180°		
C_a	-1,0000	+1,0000	-1,0000		
C_b	-1,0000	+1,0000	+1,0000		
C_{ab}	+0,5000	+0,5000	-0,5000		
C_{aa}	+0,7854	+0,7854	+0,7854		
C_{bb}	+0,7854	+0,7854	+0,7854		
kQR^2C_a	-12,70	+12,70	-12,70		
kQR^2C_b	-12,70	+12,70	+12,70		
kQR^3C_{ab}	+7,94	+7,94	-7,94		
kQR^3C_{aa}	+12,47	+12,47	+12,47		
kQR^3C_{bb}	+12,47	+12,47	+12,47		
$1.3QR^2C_a$	-2,03	+2,03	-2,03		
$1.3QR^2C_b$	-2,03	+2,03	+2,03		
$1.3QR^3\phi$	3,99	3,99	3,99		

Fig. 7.24 (*a*)

CÁLCULO DOS COEFICIENTES					
TRECHO	AB_1	B_1B_2			TOTAL
PLANO	y	y			y
TIPO	—				
kQ	1,00	8,13			
R		1,25			
ℓ	13,75				
a	8,13	1,25			
b	0,00	1,25			
c	20,00	20,00			
$\ell^2/12$	15.76				
S	13,75	15,96			29,71
S_a	111,79	7,25			119,04
S_b	0.00	7,25			7,25
q	0.00	4,27			4,27
cq	0.00	85,38			85,38
U	13,75	9,26			23,01
U_0	111,79	4,20			115,99
cU	275,00	185,12			460,12
V	17,88	9,26			27,13
V_0	0.00	4,20			4,20
cV	357,50	185,12			542,62
$S_{ab}+c^2q$	0.00	1708,62			1708,62
cU_0	2235,75	84,06			2319,81
cV_0	0,00	84,06			84,06
$S_{aa}+c^2U$	8275,47	3708,10			11983,57
$S_{bb}+c^2U$	5500,00	3708,10			9208,10
$U_{00}+V_{00}$	1125,47	9,42			1134,89

Fig. 7.24 (*b*)

CÁLCULO DOS COEFICIENTES					
TRECHO	B_2C_1	C_1C_2	C_2D_1		TOTAL
PLANO	Z	Z	Z		
TIPO	—	⌐	|		
kQ	1,00	8,13	1,00		
R		1,25			
ℓ	7,50		17,50		
a	5,00	8,75	10,00		
b	20,00	18,75	10,00		
c	0,00	0,00	0,00		
$\ell^2/12$	4,69		25,52		
S	7,50	15,96	17,50		40,96
Sa	37,50	152,25	175,00		364,85
Sb	150,00	311,96	175,00		636,96
q	0,00	4,27	0,00		4,27
cq	0,00	0,00	0,00		0,00
U	7,50	9,26	22,75		39,51
U_o	37,50	2,98	227,50		267,98
cU	0,00	0,00	0,00		0,00
V	9,75	9,26	17,50		36,51
V_o	195,00	138,23	175,00		508,23
cV	0,00	0,00	0,00		0,00
$Sab+c^2q$	750,00	2975,75	1750,00		5475,75
cU_o	0,00	0,00	0,00		0,00
cV_o	0,00	0,00	0,00		0,00
$Saa+c^2V$	222,66	1456,73	1750,00		3429,39
$Sbb+c^2U$	3000,00	6099,85	2196,61		11296,46
$U_{oo}+V_{oo}$	4122,66	2677,81	4471,61		11272,08

Fig. 7.24 (*c*)

CÁLCULO DOS COEFICIENTES					
TRECHO	$D_1 D_2$	$D_2 E$			TOTAL
PLANO	X	X			
TIPO					
kQ	8,13	1,00			
R	1,25				
ℓ		16,75			
a	1,25	0.00			
b	-1,25	-9,63			
C	10,00	10,00			
$\ell^2/12$		23,38			
S	15,96	16,75			32,71
Sa	7,25	0,00			7,25
Sb	-7,25	-161,30			-168,55
Q	-4,27	0,00			-4,27
CQ	-42,69	0,00			-42,69
U	9,26	21,78			31,04
U_0	4,20	0,00			4,20
CU	92,56	217,75			310,31
V	9,26	16,75			26,01
V_0	-4,20	-161,30			-165,50
CV	92,56	167,50			260,06
$Sab+C^2q$	-427,99	0,00			-427,99
CU_0	42,03	0,00			42,03
CV_0	-42,03	-1613,03			-1655,06
$Saa+C^2v$	931,26	1675,00			2606,26
$Sbb+C^2u$	931,26	4122,46			5053,72
$U_{00}+V_{00}$	9,42	1944,96			1954,38

Fig. 7.24 (*d*)

SISTEMA DE EQUAÇÕES

	M'xA		M'yA		M'zA		F'xA		F'yA		F'zA		
x	s	32,71	—		—		—		Sb	-168,55	-Sa	-7,25	
y	U	23,01	—		q	4,27	Cq	85,38	Uo	115,99	-CU	-460,12	
z	V	36,51	q	4,27	—		-Cq	0,00	CV	0,00	-Vo	-508,23	
	A11	92,23	A12	4,27	A13	4,27	A14	85,88	A15	-52,56	A16	-975,60	0
x	V	26,01	q	-4,27	-Vo	165,50	-Cq	42,69	CV	260,06			
y	S	29,71	—		-Sa	-119,04	—		Sb	7,25			
z	U	39,51	—		-CU	0,00	Cq	0,00	Uo	267,98			
	A22	95,28	A23	-4,27	A24	46,46	A25	42,69	A26	535,29	0		
x	U	31,03	Uo	4,20	-CU	-310,31	Cq	-42,69					
y	V	27,13	CV	542,62	-Vo	-4,20	-Cq	-85,38					
z	S	40,96	Sb	636,96	-Sa	-364,85	—						
	A33	99,12	A34	1183,78	A35	-679,36	A36	-128,07	0				
x	Uoo+Voo	1954,38	-CUo	-48,03	-CVo	1655,05							
y	Soo+c²v	11983,57	-CVo	-84,06	-Sob-c²q	-1708,62							
z	Sbb+c²u	11296,46	-Sob-c²q	-5475,25	-CUo	0.00	EIΔy/144						
	A44	25234,41	A45	-5601,84	A46	-53,57	-2107300,00						
x	Sbb+c²u	5053,72	-Sob-c²q	427,99									
y	Uoo+Voo	1134,89	-CUo	-2319,81									
z	Soo+c²v	3429,39	-CVo	0,00	EIΔv/144								
	A55	9618,00	A56	-1891,82	4214600,00								
x	Soo+c²v	2606,26											
y	Sbb+c²u	9208,10											
z	Uoo+Voo	11272,08	EIΔz/144										
	A66	23086,44	6970300,00										

SOLUÇÃO

$M'_{xA} = -19213$

$M'_{yA} = 9697$

$M'_{zA} = -28303$

$F'_{xA} = 927$

$F'_{yA} = -2378$

$F'_{zA} = -1688$

Fig. 7.25

CÁLCULO DOS MOMENTOS								
PONTO	A	B_1	B_2	C_1	C_2	D_1	D_2	E
x	0,00	0,00	1,25	8,75	10,00	10,00	10,00	10,00
y	20,00	20,00	20,00	20,00	18,75	1,25	0,00	0,00
z	15,00	1,25	0,00	0,00	0,00	0,00	-1,25	-18,00
$F_{Mo}z$	-35670	-2972	0	0	0	0	2972	42804
$-F_{Zo}y$	33760	33760	33760	33760	31650	2110	0	0
M_x	-21123	11574	14547	14547	12437	-17103	-16241	23591
$F_{Mo}x$	0	0	-2110	-14770	-16880	-16880	-16880	-16880
$-F_{Mo}z$	-13905	-1159	0	0	0	0	1159	16686
M_y	-4208	8538	7587	-5073	-7183	-7183	-6024	9503
$F_{Yo}y$	18540	18540	18540	18540	17381	1159	0	0
$-F_{Yo}x$	0	0	2973	20808	23780	23780	23780	23780
M_z	-9763	-9763	-6791	11045	12868	-3364	-4523	-4523
CÁLCULO DAS TENSÕES								
$\sqrt{M_{Bo}^2+M_{Bt}^2}$	21538	14382	10182	12154	17889	17431	17322	25433
M_t	9763	9763	14547	14547	7183	7183	4523	4523
i		2,61	2,61	2,61	2,61	2,61	2,61	
σ	9489	15564	12157	14004	18956	18483	18233	10366

Fig. 7.26

7.12 Comentários Finais

Para tubulações ramificadas e com traçado espacial, o processo de cálculo obedece ao mesmo esquema exposto para as tubulações planas. Suponhamos que a tubulação esquematizada na Fig. 7.12 tenha um traçado espacial. O sistema de equações necessário para a determinação das incógnitas hiperestáticas teria um aspecto similar ao sistema (7.40); as diferenças estariam no número de incógnitas hiperestáticas e deslocamentos, que seriam agora 6 por extremidade "livre", e nos coeficientes de forma (onde cada Σ representaria uma matriz 6×6, calculados de acordo com o Item 7.11). De maneira análoga, o efeito das restrições intermediárias pode ser estendido ao caso espacial.

De acordo com o que foi exposto neste capítulo, pode-se avaliar a versatilidade do método, que teoricamente esgota todos os casos de verificação de flexibilidade de tubulações. Por outro lado, sua complexidade torna-o inadequado e antieconômico para aplicações rotineiras, no caso de cálculo manual. Consegue-se vencer a sua complexidade e com isso eliminar a sua única desvantagem em relação aos métodos simplificados, programando-se sua rotina de cálculo para computadores. Conforme o grau de sofisticação do programa, a intervenção do projetista pode-se limitar apenas ao fornecimento de dados e análise dos resultados. Nessa versão, o seu campo de aplicação se amplia muito; não existem praticamente limitações quanto ao número de restrições ou de ramificações da tubulação.

Finalmente, sendo o teorema de Castigliano uma relação entre esforços e deslocamentos, uma vez calculados os esforços nos pontos notáveis das tubulações, poderemos calcular também os deslocamentos nesses pontos por meio de aplicações sucessivas do teorema. Porém, em vista da complexidade deste processo, somente na sua versão programada é possível na prática esse cálculo.

8

Cálculo dos Pesos, Reações do Atrito, Movimentos e Reações das Juntas de Expansão e nos Suportes de Molas

8.1 Cálculo dos Pesos Exercidos sobre os Suportes

Nos capítulos anteriores, vimos o cálculo dos esforços exercidos pelas tubulações sobre os pontos de fixação, ou de restrição de movimentos, em conseqüência da dilatação térmica. Vamos ver agora, neste capítulo, o cálculo dos esforços exercidos pelas tubulações sobre todo o sistema de suportes, devido aos pesos e sobrecargas. Os valores somados de todos esses esforços servirão de base para a seleção e dimensionamento das estruturas de suporte e de suas fundações. O cálculo dos pesos é, portanto, um cálculo obrigatório, que deve ser feito para todas as tubulações, mesmo nos casos em que o cálculo de flexibilidade seja dispensável.

Tratando-se de tubulações suportadas diretamente em estruturas metálicas ou de concreto (suportes fixos), como acontece na maioria dos grupos de tubos paralelos, o cálculo dos pesos não precisa ser feito com muita exatidão, que não tem sentido para o dimensionamento de tais estruturas. Na prática, basta em geral que os pesos sejam avaliados com precisão suficiente para que a estrutura de suporte possa ser enquadrada dentro de um certo número de padrões preestabelecidos, como explicado no Item 11.15 do livro *Tubulações Industriais — Materiais, Projeto, Montagem.*

Para simplificar os cálculos, é usual admitir-se que a carga sobre cada suporte seja a soma da metade do peso total das tubulações no vão anterior ao suporte considerado, mais metade do peso total das tubulações no vão seguinte. Nesses pesos totais, incluem-se o peso de todos os tubos, e também o peso de válvulas e acessórios, bem como o peso de derivações e quaisquer outros acidentes existentes no vão entre os suportes. Essa distri-

buição de pesos não é, evidentemente, verdadeira em grande número de casos, mas está dentro da precisão admissível para esses cálculos.

Para as tubulações suportadas em pendurais ou em outras estruturas independentes especiais e em particular no caso dos suportes de molas, o cálculo dos pesos sobre cada suporte deve ser feito com maior precisão, como veremos a seguir no Item 8.8, não se podendo aceitar a hipótese simplificativa de distribuição que acabamos de descrever.

No caso comum, de várias tubulações sobre o mesmo suporte, o peso a ser considerado é usualmente o maior dos dois seguintes:

— peso de todas as tubulações completamente cheias com o fluido conduzido respectivo;

— peso de algumas tubulações completamente cheias com água (situação do teste hidrostático) e as demais vazias. Para isso, tomam-se como cheios os tubos de maior diâmetro, que possam ser admitidos como testados simultaneamente.

O segundo desses pesos não precisa ser considerado, quando são construídos suportes provisórios para o teste hidrostático.

Além dos pesos dos tubos, válvulas, conexões, fluido conduzido, isolamento térmico etc., deverá também sempre ser considerada uma sobrecarga adicional, para levar em conta quaisquer outros pesos que eventualmente possam estar agindo sobre os tubos ou os suportes. Para tubulações de 3" ou mais, situadas a menos de 3,0 m de altura do solo, a sobrecarga adotada deverá ser, no mínimo, de 2000 N ($\cong$ 200 kg), em cada suporte.

Para os grupos de tubos paralelos, desde que as diferenças de diâmetro não sejam muito grandes, consideram-se os pesos como estando uniformemente distribuídos por todo o comprimento dos suportes.

As vibrações devem ser levadas em conta sempre que forem consideráveis e não houver nenhum dispositivo especial para a sua absorção.

O resultado dos cálculos dos pesos sobre os suportes são geralmente apresentados em forma de tabela, nos "desenhos de cargas sobre os suportes" (veja Item 14.2, do livro *Tubulações Industriais — Materiais, Projeto, Montagem)*, como exemplificado na Fig. 8.2. Esses desenhos são os documentos básicos enviados à equipe de construção civil, para o projeto e construção dos suportes, e suas estruturas e fundações.

8.2 Reações Resultantes do Atrito nos Suportes e nas Ancoragens

Em todos os suportes em que possa haver movimento relativo das tubulações sobre os suportes (suportes simples, berços, guias etc.), aparecerão forças de atrito, opondo-se a esses movimentos e dando origem a reações sobre os referidos suportes. Essas reações, que têm o mesmo valor numérico das forças de atrito, tendem a arrastar os suportes no sentido do movimento das tubulações.

Teremos então agindo sobre cada suporte, a seguinte reação de atrito: $R = fQ$, em que f é o coeficiente de atrito e Q é o peso total das tubulações sobre o suporte considerado. Para o deslizamento de aço sobre aço costuma-se tomar $f = 0{,}3$. Essas reações deverão ser consideradas como atuando na direção da tubulação, em ambos os sentidos, porque o movimento relativo pode se dar nos dois sentidos (dilatação e contração). Onde houver possibilidade de deslocamentos laterais das tubulações sobre os suportes, o atrito lateral deverá também ser considerado.

Nos pontos de ancoragem, embora não haja movimentos relativos, teremos também uma reação proveniente do atrito, porque as forças de atrito que se desenvolvem em cada

suporte, em seguida a uma ancoragem, somam-se e transmitem-se ao ponto de ancoragem dando origem a essa reação.

Consideremos, por exemplo, a tubulação representada (em elevação) na Fig. 8.1, e suponhamos que a mesma esteja se dilatando para a direita. Em cada suporte aparecerão uma força de atrito F (oposta ao movimento relativo) e uma reação R, igual e oposta à força F, tendendo a tombar cada suporte para a direita. Na ancoragem aparecerá uma reação R_a, tendendo a tombar a ancoragem para a esquerda.

Teoricamente, a reação do atrito sobre a ancoragem deveria ser a soma algébrica das duas reações provenientes das tubulações de cada um dos lados da ancoragem. Na prática, para dar uma margem de segurança devido à possibilidade de aquecimento desigual,

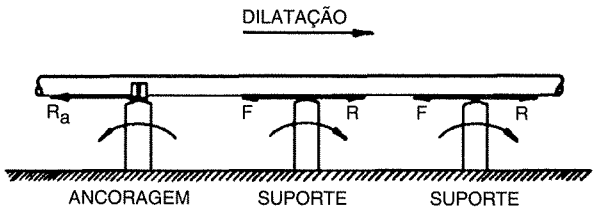


Fig. 8.1 Atrito nos suportes.

ou não-simultâneo, das tubulações, só se considera que a reação de um lado da ancoragem possa compensar uma certa parcela da reação do outro lado. As reações nas ancoragens também devem ser consideradas como agindo nos dois sentidos (dilatação e contração).

Em cada ponto de ancoragem teremos, na realidade, a ação conjunta da reação do atrito e das reações provenientes das dilatações, determinadas pelo cálculo de flexibilidade. Entretanto, como o atrito em cada suporte funciona como se fosse uma ancoragem parcial, a reação de dilatação que de fato atua na ancoragem será teoricamente a diferença entre a reação de dilatação nessa ancoragem (calculada como se não houvesse o atrito) e a soma das reações de atrito nos suportes simples, porque cada reação de atrito em um suporte simples diminui o valor da reação de dilatação na ancoragem. Lembremos que o cálculo de flexibilidade foi feito supondo as tubulações inteiramente livres entre duas ancoragens e, portanto, ignorando a existência do atrito nos suportes simples.

Na prática, para efeito de projeto, recomenda-se o seguinte critério para o cálculo das reações nas ancoragens:

— Calcular a reação devida às dilatações, em cada ancoragem, como se não existisse o atrito nos suportes simples (como explicado no Cap. 5).

— Calcular o somatório das reações devidas ao atrito em todos os suportes simples situados em seguida a cada ancoragem.

— Considerar o maior dos dois valores acima como agindo isoladamente.

No caso corrente de um grupo de tubulações paralelas colocadas sobre os mesmos suportes, o movimento simultâneo de todas as tubulações, devido às dilatações, é uma situação muito improvável de acontecer. Recomenda-se, por isso, considerar a ação simultânea das forças de atrito somente para algumas tubulações, ou, como alternativa, somar as forças de atrito de todas as tubulações, adotando-se como compensação um valor mais baixo para o coeficiente de atrito, 0,2, por exemplo.

As forças de atrito, principalmente para tubulações pesadas, de grande diâmetro, podem assumir valores consideráveis, sendo às vezes os fatores dominantes no dimensionamento das estruturas e fundações dos suportes.

Nº DO SUPORTE	COMPRIMENTO (mm)	ELEV. DE TOPO	CARGA TIPO
S- 302 - 1	3.200	100,35	C - 1
S- 302 - 2	3.200		C - 2
S- 302 - 3	3.200		C - 2
S- 302 - 4	2.300		C - 3
S- 302 - 5	2.300		C - 3
S- 302 - 6	2.300		C - 3
S- 302 - 7	2.300		C - 3
S- 302 - 8	1.250		C - 4
S- 302 - 9	1.250		C - 4
S- 302 - 10	1.250		C - 4

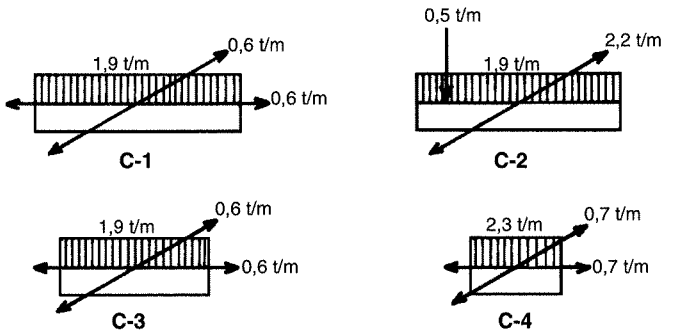


Fig. 8.2 Desenho de cargas sobre os suportes.

Também no caso dos suportes de grande altura para tubulações elevadas, é fácil de se compreender que a ação das forças de atrito sobre as fundações é muito mais grave do que a ação dos pesos, pelo fato de as forças de atrito serem horizontais, embora estas forças sejam apenas 30% dos pesos.

A Fig. 8.2 mostra um exemplo de um desenho de cargas sobre suportes, indicando, para cada suporte, em forma simplificada convencional, os pesos (cargas distribuídas e concentradas) e as forças de atrito.

8.3 Exemplo Numérico

Vamos calcular os pesos e reações de atrito exercidos sobre os suportes nos trechos de tubulação mostrados na Fig. 8.3.

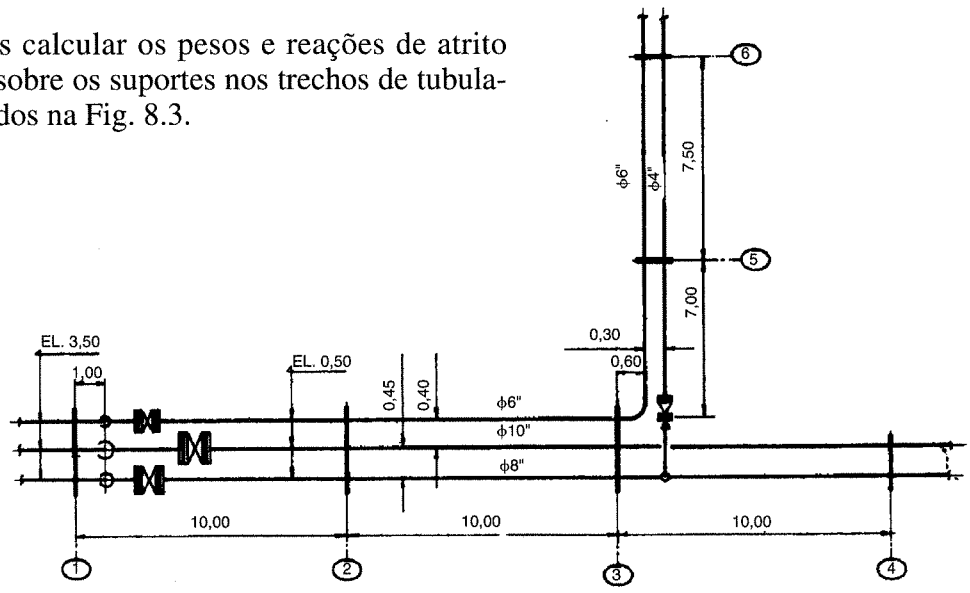


Fig. 8.3

Os pesos unitários em N, dos diversos elementos, tirados de tabelas, são os seguintes, para os diâmetros nominais das tubulações indicadas na figura:

	10″	8″	6″	4″
Tubo cheio/metro	1 110	750	468	242
Flange de pescoço	236	178	109	68
Curva 90°	366	208	104	41
Curva 45°	—	—	—	23
Válvula de gaveta	2 670	1 810	1 160	—
Válvula de retenção	—	—	—	660

Teremos a seguinte distribuição dos pesos pelos suportes:

Suporte 2
- Metade de todos os pesos do vão 1 — 2.
- Metade de todos os pesos do vão 2 — 3.

Suporte 3
- Metade de todos os pesos do vão 2 — 3.
- Metade do peso do tubo de 10" no vão 3 — 4.
- Metade do peso do tubo de 6" no vão 3 — 5.
- Metade do peso do tubo de 8" no vão 3 — 4, mais a quarta parte do peso do tubo de 4" no trecho até o suporte 5.

Suporte 5
- Metade do peso do tubo de 6" no vão 3 — 5.
- Metade do peso do tubo de 4" no trecho até o suporte 5.
- Metade de todos os pesos no vão 5 — 6.

O peso do tubo de 4", no trecho desde a derivação no tubo de 8" até o suporte 5, estamos supondo como dividido em duas metades, uma atuando no suporte 5 e outra atuando no tubo de 8".

Para os suportes 1, 4 e 6 não será possível avaliar os pesos apenas com os dados fornecidos, porque dependerão evidentemente das cargas dos outros vãos adjacentes, não mostrados na figura.

Os pesos nos vãos serão os seguintes:

– *Vão* 1-2	10″	8″	6″	4″
13 m de tubos (10 m horiz. + 3 m vert.)	14 430	9 750	6 084	—
2 curvas de 90°	732	416	208	—
2 flanges	472	356	218	—
1 válvula de gaveta	2 670	1 810	1 160	—
Soma	18 304	12 332	7 670	—

Total do vão: 18 304 + 12 332 + 7 670 = 38 306 ≅ 38 310 N

– *Vão* 2-3				
10 m de tubos	11 100	7 500	4 680	—

Total do vão: 11 100 + 7 500 + 4 680 = 23 280 N

– *Vão* 3-4	10″	8″	6″	4″
10 m de tubos	11 000	7 500	—	—

Total: 11 100 + 7 500 = 18 600 N

Tubo de 4″				
7,85 m de tubos	—	—	—	1 899
1 curva de 90°	—	—	—	41
2 curvas de 45°	—	—	—	46
2 flanges	—	—	—	136
1 válvula de retenção	—	—	—	660
Soma				2 782

Total: 2 782 ≅ 2 780 N

– *Vão* 3-5

7,60 m de tubos de 6″	3 556
1 curva de 90°	104
Total:	3 660 N

– *Vão* 5-6

7,5 m de tubos de 6"	3 510
7,5 m de tubos de 4"	1 815
Total:	5 325≅5 330 N

As cargas totais devidas aos pesos sobre os suportes serão então:

Suporte 2:

$^1/_2$ carga do vão 1-2	:	38 310÷2 = 19 155
$^1/_2$ carga do vão 2-3	:	23 280÷2 = 11 640
Sobrecarga		2 000
Total:		32 795 N

Suporte 3:

$^1/_2$ carga do vão 2-3	:	23 280÷2 = 11 640
$^1/_2$ peso dos tubos de 8" e 10" no vão 3-4	:	18 600÷2 = 9 300
$^1/_2$ peso do tubo de 6" no vão 3-5	:	3 660÷2 = 1 830
$^1/_2$ peso do tubo de 4" (até o suporte 5)	:	2 780÷4 = 695
Sobrecarga		2 000
Total:		25 465 N

Suporte 5:

$^1/_2$ peso dos tubos no vão 5-6	:	5 330÷2 = 2 665
$^1/_2$ peso do tubo de 6" no vão 3-5	:	3 660÷2 = 1 830
$^1/_2$ peso do tubo de 4" (até o suporte 5)	:	2 780÷2 = 1 390
Sobrecarga		2 000
Total:		7 885 N

As forças horizontais conseqüentes do atrito serão, para cada suporte:

Suporte 2: R_2 = 0,3 × 32 795 = 9 838 N
Suporte 3: R_3 = 0,3 × 25 465 = 7 639 N
Suporte 5: R_5 = 0,3 × 7 885 = 2 365 N

8.4 Esforços Devido às Juntas de Expansão

As juntas de expansão, que devem estar sempre localizadas entre dois pontos de ancoragem (ou fixações equivalentes), exercem também esforços sobre esses pontos. Com relação às juntas de expansão, distinguem-se dois tipos de ancoragens: principais e intermediárias.

As ancoragens principais são as situadas em qualquer uma das seguintes localizações:

a) Pontos de mudanças de direção.

b) Entre duas juntas de expansão, de diâmetros diferentes, situadas em um mesmo trecho reto.

c) Pontos de derivação de ramais importantes em tubos-tronco.

d) Pontos onde existirem válvulas, flanges cegos ou tampões. As válvulas são consideradas equivalentes aos flanges cegos e tampões porque, quando fechadas, o seu efeito é análogo ao desses acessórios.

São ancoragens principais as marcadas *A* e *B* nas Figs. 8.4 e assinaladas *A*1, *A*4 e *A*5 no exemplo da Fig. 8.5.

As ancoragens intermediárias são as situadas em trechos de tubo reto e de mesmo diâmetro, entre duas juntas de expansão, com a finalidade exclusiva de subdividir a tubulação em sistemas independentes quanto à dilatação. São ancoragens intermediárias os pontos marcados *A*2 e *A*3 na Fig. 8.5.

Supondo que se tenham apenas trechos retos de tubos, o esforço feito pelas juntas de expansão nas ancoragens principais valerá:

$$E_p = pA + F_i + F_a$$

A parcela *pA* é a força que tenderia a desengatar ou a romper a junta de expansão caso não existissem as ancoragens. Essa força é devida exclusivamente à pressão do fluido, e aparecerá sempre que o sistema for pressurizado, independentemente da existência ou não de dilatações. Nessa expressão, *p* é a pressão do fluido, e *A* é a área efetiva da junta (nas juntas com fole metálico esta área é obtida com base no diâmetro médio do fole). Nos exemplos da Fig. 8.4, estão mostradas, em tracejado, as posições em que ficariam as juntas de expansão e as tubulações, em conseqüência da ação das forças *pA*, caso não existissem as ancoragens principais nos pontos *B*.

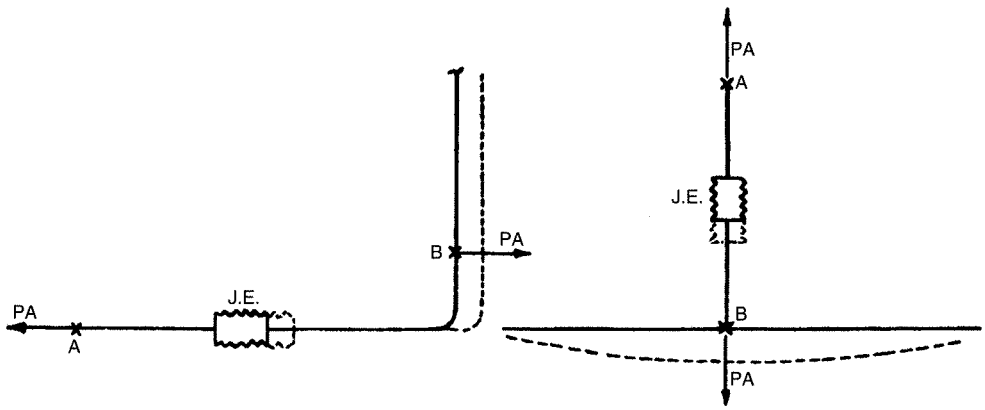


Fig. 8.4

Em alguns tipos de junta de expansão a força pA é inteiramente compensada ou absorvida pela própria junta de expansão, não se transmitindo ao restante da tubulação e às ancoragens. É o caso, por exemplo, das juntas articuladas (ou rotuladas) onde esta força é inteiramente suportada pelos pinos de articulação, e também das juntas de expansão autobalanceadas e de juntas de expansão com projeto próprio para absorção desta força por meio de tirantes.

A parcela F_i é o esforço necessário para impor deslocamento à junta de expansão. Para as juntas destinadas apenas a movimentos axiais, o esforço F_i será, evidentemente, uma força também axial. No caso das juntas que tenham somente movimento angular (juntas articuladas, por exemplo), F_i será um momento. Tratando-se de juntas com movimento lateral simples, F_i será uma força lateral e um momento. Finalmente, para as juntas com movimentos compostos, F_i será uma composição das forças e momentos acima citados. Em qualquer caso, o esforço F_i é sempre uma característica mecânica da junta, cujo valor deve ser fornecido pelo fabricante ou, no caso de junta de fole metálico, calculado a partir da constante de mola do fole, fornecida pelo fabricante da junta de expansão. Nas juntas de telescópio, F_i será o esforço necessário para vencer o atrito entre a peça móvel e as gaxetas; nas juntas de fole, será o esforço necessário para deformar as corrugações.

A força F_a é a resultante do atrito nos suportes e nas guias; seu valor será calculado como vimos no item 8.2.

O esforço sobre as ancoragens intermediárias valerá: $E_i = F_i + F_a$, em que F_i e F_a têm os mesmos significados acima. A parcela pA não existe, nesse caso, porque o esforço da pressão de um lado compensa o esforço do outro lado. Como as forças F_i e F_a, relativas ao trecho situado de um dos lados da ancoragem, compensam em grande parte essas forças relativas ao outro lado, é costume fazer-se o cálculo só para o lado que resultar nos maiores valores para as referidas forças e considerar apenas uma percentagem desses valores.

Para as ancoragens principais situadas em pontos de mudanças de direção, o esforço total será a resultante vetorial dos esforços em cada lado (calculados como já vimos), devendo-se ainda levar em conta, quando se tratar de líquidos, o efeito da força centrífuga do líquido em movimento.

8.5 Exemplo Numérico

Vamos calcular as reações e esforços conseqüentes das juntas de expansão e do atrito, no sistema mostrado na Fig. 8.5. Os casos são os seguintes:

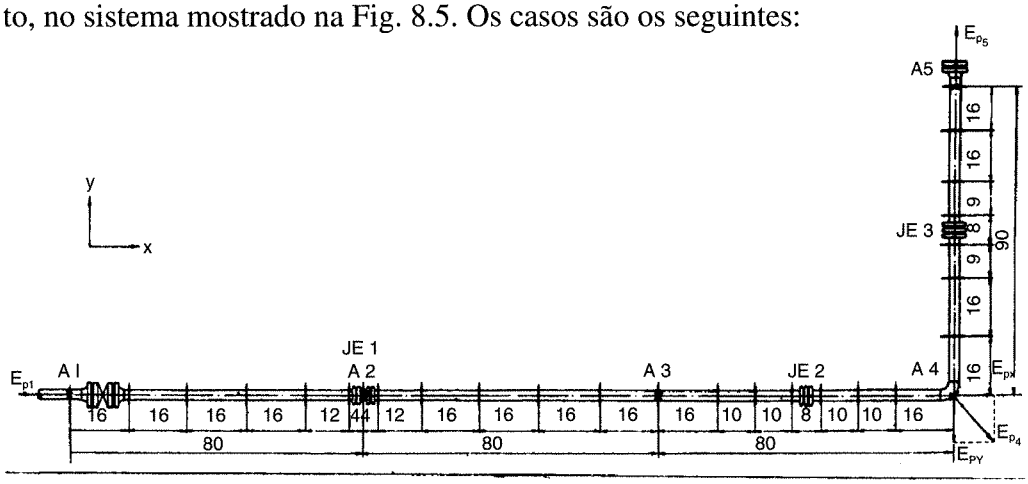


Fig. 8.5

Tubo: 16" ϕ "série 40".
Peso do tubo cheio: $q = 2\ 360$ N/m.
Forças necessárias para abrir e fechar as juntas (movimento axial simples):
— $JE1$ (junta dupla de fole de 12 corrugações): $F_i = 8100$ N (em cada lado).
— $JE2$, $JE3$ (juntas simples de fole de 6 corrugações): $F_i = 8100$ N
Pressão do fluido: $P = 1{,}2$ MPa.
Área efetiva das juntas: $A = 163000$ mm^2.
O esforço na ancoragem principal $A1$ será: $E_{p1} = pA + F_i + F_a$.

$$F_a = fqL = 0{,}3 \times 2\ 360 \times 80 = 56\ 640 \text{ N};$$

$$E_{p1} = (1{,}2 \times 163\ 000) + 8\ 100 + 56\ 640 = 260\ 340 \text{ N}.$$

Nas ancoragens intermediárias $A2$ e $A3$, o esforço será:

$$E_{i2} = E_{i3} = F_i + F_a.$$

Tomaremos apenas 50% do valor $F_i + F_a$ devido à compensação das forças de um dos lados da junta sobre as forças do outro lado. Ficará então:

$$E_{i2} = E_{i3} = 0{,}5\ (56\ 640 + 8\ 100) = 32\ 370 \text{ N}.$$

Na ancoragem principal $A4$, desprezando a ação da força centrífuga, teremos para o esforço resultante: $E_{p4} = \sqrt{E_{px^2} + E_{py^2}}$; os valores de E_{px} e E_{py} serão:

$$E_{px} = (1{,}2 \times 163\ 000) + 8\ 100 + (0{,}3 \times 2\ 360 \times 80) = 260\ 340 \text{ N}$$

$$E_{py} = (1{,}2 \times 163\ 000) + 8\ 100 + (0{,}3 \times 2\ 360 \times 90) = 267\ 420 \text{ N}$$

$$E_{p4} = \sqrt{260340^2 + 267420^2} = 373216 \text{ N}$$

O esforço na ancoragem principal $A5$ será o próprio valor de E_{py} acima calculado: $E_{p5} = 267\ 420$ N.

O esforço de atrito nos suportes intermediários, espaçados de 16 m entre si, será:

$$Ra = fq1 = 0{,}3 \times 2360 \times 16 = 11328 \text{ N}.$$

Vemos que, embora tenhamos um tubo único, com uma pressão moderada, os esforços devidos às juntas de expansão têm valores consideráveis.

8.6 Cálculo dos Movimentos nas Juntas de Expansão

Em tubulações com juntas de expansão, o cálculo dos movimentos que devem ser absorvidos pelas juntas é importante não só por ser um dado essencial para a encomenda das mesmas como também para a própria escolha do tipo adequado de junta, como explicado no Cap. 6 do livro *Tubulações Industriais — Materiais, Projeto, Montagem.*

Os movimentos em uma junta de expansão serão os resultantes da composição dos movimentos de dilatação das tubulações ligadas à junta, com os movimentos dos vasos, equipamentos e estruturas aos quais essas tubulações estejam ligadas.

Para se calcular os movimentos máximos em uma junta, determinam-se as posições extremas que o sistema possa assumir nas temperaturas máxima e mínima de operação. Devem ser consideradas para isso as condições extremas de temperatura que possam ocorrer, ainda que sejam situações anormais ou transitórias, mesmo que improváveis. Quando o sistema todo que influi na junta de expansão (tubulações, vasos, equipamentos, estruturas etc.) possa estar sujeito a aquecimento diferencial, ou não-simultâneo, isto é, parte em uma temperatura e parte em outra, esta condição deve ser obrigatoriamente considerada, porque freqüentemente resulta em maiores movimentos na junta do que quando todo o sistema estiver na temperatura de regime. Os movimentos finais de projeto da junta serão os movimentos máximos calculados acrescidos de uma certa tolerância, para levar em conta a imprecisão de cálculo, os erros de montagem e também possíveis condições extremas não-consideradas. Essa tolerância deve ser sempre nos dois sentidos, ainda que o movimento previsto tenha um único sentido.

Quando o movimento calculado para a junta for em ambos os sentidos e acentuadamente assimétrico em relação à posição fria, é usual fazer-se a instalação da junta com uma pré-deformação inicial, para um melhor aproveitamento da capacidade da junta. Por exemplo, se os movimentos extremos de uma junta forem uma distensão de 250 mm e uma compressão de 50 mm, instalando-se a junta com uma pré-compressão de 100 mm, teremos para os novos movimentos extremos uma distensão de 150 mm e uma compressão também de 150 mm.

8.7 Exemplo Numérico

Calcular os movimentos que deverão ser absorvidos pela junta de expansão situada na tubulação de 20", de gases quentes, entre os reatores *R*-201 e *R*-203, como mostra a Fig. 8.6. Devem ser consideradas as hipóteses de apenas um dos vasos estar quente, situação que poderá ocorrer na partida ou na parada do sistema. A tubulação é sustentada por um suporte de molas (*SM*), onde indicado, para que não faça peso em cima da junta de expansão.

Vamos inicialmente verificar como ficará o sistema quando aquecido. Para melhor clareza o sistema está repetido esquematicamente na parte direita da figura. Teremos então o seguinte:

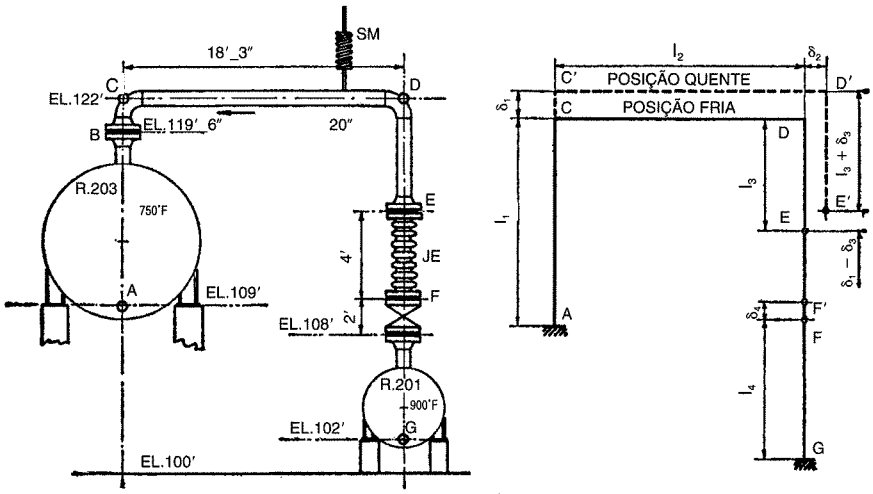


Fig. 8.6

— O ponto C ficará em C' e o ponto D em D'; a distância $\overline{CC'}$ será a dilatação δ_1 do comprimento $l_1 = \overline{AC}$.

— O trecho horizontal $\overline{CD}$ continuará horizontal em $\overline{C'D'}$, porque estamos supondo que os ângulos não variem; a distância horizontal $\overline{DD'}$ será a dilatação δ_2 de $l_2 = \overline{CD}$.

— O ponto E passará para E'; a distância $D'E'$ será $l_3 + \delta_3$, sendo δ_3 a dilatação do trecho $l_3 = \overline{DE}$.

— O ponto F passará para F'; a distância FF' será δ_4, a dilatação do comprimento $l_4 = \overline{FG}$.

Como E e F são os pontos extremos da junta, os movimentos da mesma serão, portanto, os seguintes:

— Movimento axial: $\delta_1 - \delta_3 - \delta_4$. Não sabemos ainda se esse movimento será uma compressão ou uma distensão, porque dependerá dos valores relativos das dilatações.

— Movimento lateral: δ_2 (*off-set*).

Quando somente o R-201 estiver quente, a junta terá apenas uma compressão cujo valor será δ_4, não havendo movimento lateral algum. Quando somente o R-203 estiver quente, a junta sofrerá uma distensão $\delta_1 - \delta_3$ (δ_1 será sempre maior do que δ_3), e um movimento lateral δ_2.

A condição mais severa quanto à compressão será a hipótese do aquecimento apenas no vaso R-201, e a condição mais severa quanto à distensão e ao movimento lateral será o aquecimento apenas no vaso R-203. A junta de expansão deverá, portanto, absorver os seguintes movimentos máximos:

— Compressão: δ_4.
— Distensão: $\delta_1 - \delta_3$.
— Movimento lateral: δ_2.

Observe-se que estamos sempre supondo, em qualquer caso, que a tubulação seja completamente rija, sem flexibilidade alguma, e que portanto toda dilatação esteja sendo absorvida integralmente pela junta de expansão.

Vamos agora calcular os valores numéricos:

Temos:

$$l_1 = 122 - 109 = 13'.$$
$$l_2 = 18{,}25'.$$
$$l_3 = 122 - (108 + 6) = 8'.$$
$$l_4 = 108 - 102 = 6'.$$

As dilatações unitárias são:

Para 750°F: e = 6,0 pol/100 pés = 0,060 pol/pé.
Para 900°F: e = 7,8 pol/100 pés = 0,078 pol/pé.

Os valores das dilatações serão:

$$\delta_1 = 13 \times 0{,}060 = 0{,}78''.$$
$$\delta_2 = 18{,}25 \times 0{,}060 = 1{,}09''.$$
$$\delta_3 = 8 \times 0{,}060 = 0{,}48''.$$
$$\delta_4 = 6 \times 0{,}078 = 0{,}47''.$$

Os movimentos da junta de expansão serão os seguintes:

	Valores Calculados (pol.)	*Margem de Segurança* (10%) (pol)	*Tolerância de Montagem* (pol.)	*Total* (pol.)	*Valores Finais de Projeto (Arredondamento)*
Compressão δ_4	0,47	0,05	0,15	0,67	3/4″
Distensão δ_1 — δ_3	0,78 − 0,48 = 0,30	0,03	0,15	0,48	1/2″
Movimento lateral δ_2	1,09	0,11	0,15	1,35	1 3/8″

8.8 Carga e Movimentos nos Suportes de Molas

O cálculo da carga que atua em cada suporte de molas deve ser feito com a maior precisão compatível com a natureza de um projeto de tubulações. Essa precisão é particularmente importante no caso dos suportes de carga constante, que deverão ser calibrados individualmente para a carga que irá atuar em cada um, para evitar que os mesmos funcionem como se fossem suportes fixos (com a mola totalmente distendida ou contraída), se a carga suportada estiver respectivamente acima ou abaixo do valor de projeto.

Por essa razão, a avaliação das cargas é feita pelo cálculo dos momentos, dos pesos em relação a cada ponto de suporte, não se podendo admitir o cálculo simplificado, válido para os suportes fixos, que vimos no Item 8.1. Costuma-se também fazer uma tabela de todas as cargas sobre todos os pontos de suporte, para sistematizar o cálculo e permitir a conferência do total.

Os movimentos nos suportes de molas serão os resultados da composição dos movimentos de dilatação da tubulação com os movimentos dos equipamentos que estejam ligados à tubulação. Para se estudar a distribuição desses movimentos em cada suporte de molas, desenham-se as configurações do sistema nas condições de temperatura máxima e mínima, calculando-se os movimentos nos pontos desejados por meio de triângulos semelhantes aplicados a cada lado da configuração. Esse cálculo pode ser feito analítica ou graficamente.

Pelas mesmas razões já vistas para os movimentos das juntas de expansão, devem ser consideradas as condições extremas de temperatura que possam ocorrer, ainda que sejam eventuais ou transitórias. Deve-se também adotar, para os movimentos finais de projeto, uma certa margem de segurança sobre os movimentos totais calculados.

Geralmente os suportes de mola são projetados de forma que seja possível um ajuste no campo de, no mínimo, 10% da carga nominal. Esses aparelhos são também fabricados com certa folga para que possam absorver pequenas discrepâncias entre os movimentos calculados e os movimentos reais. Os suportes de mola costumam ser fornecidos com ajuste na temperatura ambiente, para a carga especificada.

8.9 Exemplo Numérico

Vamos calcular as cargas e os movimentos nos suportes de mola da tubulação mostrada na Fig. 8.7(*a*).

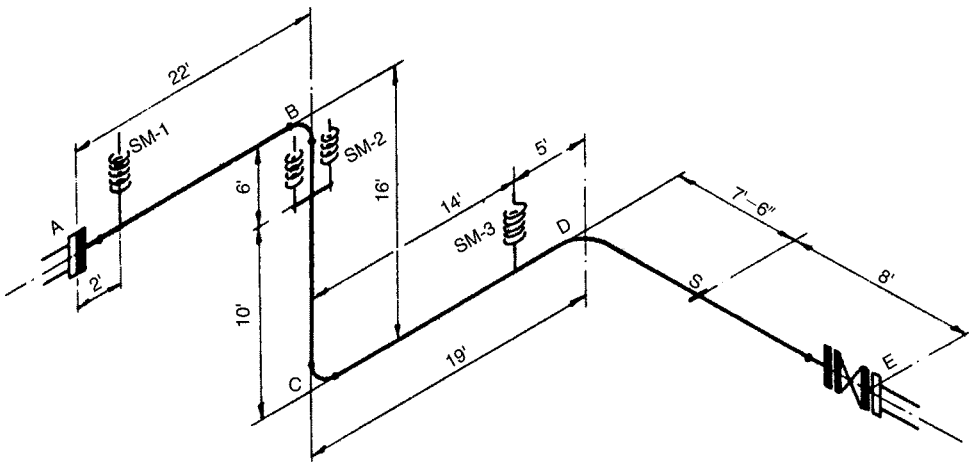


Fig. 8.7 (*a*)

Os dados são os seguintes:

— Temperatura máxima: $T = 690°F$
— Dilatação unitária: $e = 0{,}056$ pol/pé

Pesos:

— Tubo de 6" (cheio, com isolamento): 40 lb/pé
— Curva de 90° (c/isol.): 30 lb
— Flange 6" (c/isol.): 30 lb
— Válvula 6" (c/isol.): 300 lb
— Movimento vertical no bocal *A*: $\Delta = 2{,}8"$ (para cima)
— Movimento vertical no bocal *E*: zero

1. **Localização dos suportes de molas** — O primeiro aparelho (SM-1) vamos colocar o mais próximo possível ao bocal *A* para diminuir a ação dos pesos sobre esse bocal.

O suporte SM-2 vai ser colocado no trecho vertical. Observe-se que em trechos verticais esses aparelhos devem sempre ser colocados na metade superior para evitar tendência ao pivotamento em torno do ponto de suspensão, ou instabilidade do tubo.

O suporte SM-3 será colocado no trecho horizontal de forma que as distâncias estejam dentro do vão admissível para o tubo.

Colocaremos um suporte fixo em *S*; estamos supondo que o trecho todo de *A* até *S* é capaz de absorver, por flexão, o movimento vertical do ponto *A* e a dilatação do trecho vertical. No ponto *S* não deverá haver mais movimento vertical.

2. **Distribuição dos pesos** — *Trecho A — SM-1* — Tomando os momentos dos pesos em relação a *SM*-1 [Fig. 8.7(*b*)]:

	30 # × 1,833′ =	54,9 pés·lb
	64,6 # × 0,807′ =	52,2
Somas:	94,6 #	107,1 pés·lb

Teremos:

Reação em A: $\dfrac{107,1}{2} = 53,5.\#$

Reação em SM-1: 94,6 — 53,5 = 41,1 #.

Tanto para esse trecho como para os demais, o cálculo das reações está sendo feito supondo os trechos como sendo vigas simplesmente apoiadas. Essa suposição evidentemente não é verdadeira, mas simplifica bastante os cálculos, dentro de uma margem de precisão satisfatória.

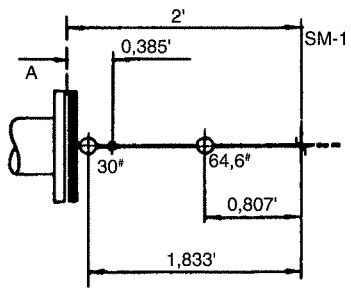


Fig. 8.7 (*b*)

Trecho SM-1 — SM-2 — Tomando os momentos em relação a SM-2 [Fig. 8.7(*c*)]:

	770 #	× (20 — 9,61)	=	7 990	pés·lb
	30 #	× 0,27	=	8	
	210 #	× 0	=	0	
Somas:	1 010 #			7 998	pés·lb

Reação em SM-1: $\dfrac{7998}{20} = 399,9\ \#$

Reação em SM-2: 1 010 — 399,9 = 610,1 #

Trechos SM-2 — SM-3 — Tomando os momentos em relação a SM-3 [Fig. 8.7(*d*)]:

	370 #	× 14	=	5 180	pés·lb
	30 #	× (14 — 0,27)	=	411	
	530 #	× 6,61	=	3 500	
Somas:	930 #			9 091	pés·lb

Reação em SM-2: $\dfrac{9091}{14} = 649$ lb

Reação em SM-3: 930 — 649 = 281 lb

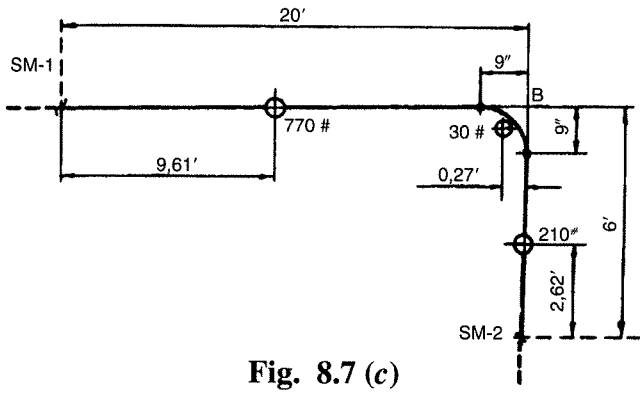


Fig. 8.7 (*c*)

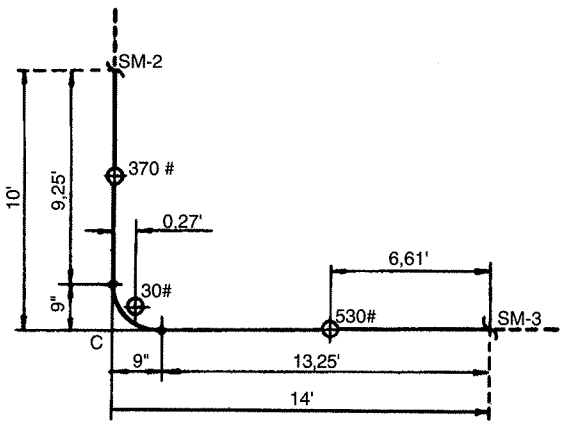


Fig. 8.7 (*d*)

Trecho SM-3 — S — Tomando os momentos em relação a *S* [Fig. 8.7(*e*)]:

	200 #	×	2,8	=	416	pés·lb
	157 #	×	6	=	942	
	100 #	×	8,33	=	833	
Somas:	457 #				2 191	pés·lb

Reação em *SM*-3: $\dfrac{2191}{9,0} = 243,4$ lb

Reação em *S*: 457 − 243,4 = 213,6 lb

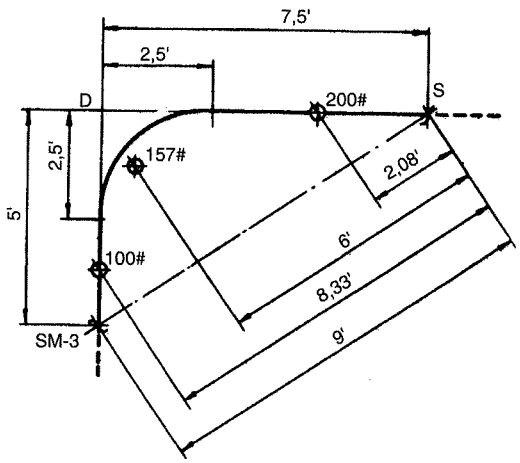


Fig. 8.7 (*e*)

TABELA DOS PESOS

Trechos	Pontos de Suporte				
	Bocal A	SM-1	SM-2	SM-3	S
A — *SM*-1	53,5	41,1	—	—	—
SM-1 — *SM*-2	—	399,9	610,1	—	—
SM-2 — *SM*-3	—	—	649,0	281,0	—
SM-3 — *S*	—	—	—	243,4	213,6
Totais (Ibs)	53,5	441,0	1.259,1	524,4	213,6

3. **Distribuição dos movimentos** — Para simplificar o estudo dos movimentos, vamos rebater a figura no plano vertical porque só nos interessam os movimentos verticais.

Movimentos devidos ao deslocamento do ponto A — O deslocamento do ponto *A* será dividido proporcionalmente por toda a extensão dos trechos horizontais. Essa divisão proporcional evidentemente não é exata, mas é uma simplificação que se pode fazer dentro da margem de precisão que se deseja. Vamos dar sinal (+) aos movimentos para cima e sinal (−) aos movimentos para baixo. Teremos:

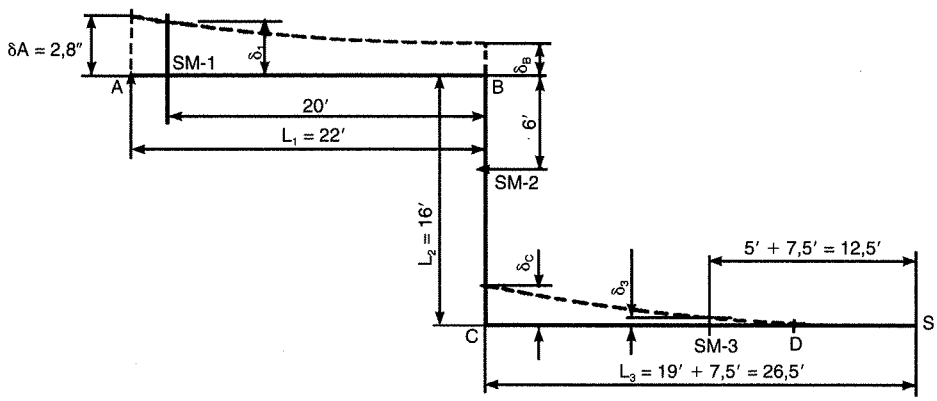


Fig. 8.7 (*f*)

— No ponto *A*: $\delta_A = \Delta = +\ 2{,}80''$

— No ponto *B*: $\delta_B = \Delta \dfrac{L_3}{L_1 + L_3}$

$$\delta_B = 2{,}80 \frac{19 + 7{,}5}{22 + 19 + 7{,}5} = 1{,}53''$$

— No ponto *C*: $\delta_C = \delta_B = +\ 1{,}53''$

— Em *SM*-1: $\delta_1 = \delta_B + (\delta_A - \delta_B) \dfrac{20}{L_1} =$

$$= 1{,}53 + (2{,}80 - 1{,}53) \times \frac{20}{22} = +\ 2{,}68''$$

— Em *SM*-2: $\delta_2 = \delta_B = \delta_a = +\ 1{,}53''$

— Em *SM*-3: $\delta_3 = \delta_C \dfrac{12{,}5}{L_3} = 1{,}53 \dfrac{12{,}5}{19 + 7{,}5} = +0{,}72''$

Movimentos devidos à dilatação do trecho vertical — A dilatação do trecho vertical *BC* vai fletir ambos os trechos horizontais, como vimos para a configuração em *Z*, no Cap. 6.

A dilatação do trecho *BC* será: $eL_2 = 0{,}056 \times 16 = 0{,}89''$.

O movimento vertical em *B* será: $0{,}89 \dfrac{22^3}{22^3 + 26{,}5^3} = +\ 0{,}32''$ (para cima).

O movimento vertical em *C* será: $0{,}89 - 0{,}32 = -\ 0{,}47''$ (para baixo).

No trecho *BC* teremos, portanto, um determinado ponto cujo movimento vertical será nulo; este ponto estará a uma distância *x* do ponto *B*, tal que se tenha: $\dfrac{0{,}32}{x} = \dfrac{0{,}47}{L_2 - x}$ de onde se tira: $x = 6{,}46'$. Logo, o ponto de movimento nulo estará 0,46' abaixo de SM-2.

Dividindo os movimentos nos vértices proporcionalmente pelos trechos, teremos:

— Movimento em *SM*-1: $0{,}32 \times \dfrac{2}{22} = +\ 0{,}03''$ (para cima).

— Movimento em *SM*-2: $0{,}32 \times \dfrac{0{,}46}{6} = +\ 0{,}02''$ (para cima).

— Movimento em *SM*-3: $0{,}47 \times \dfrac{12{,}5}{26{,}5} = -\ 0{,}22''$ (para baixo).

Movimentos totais — Os movimentos totais dos suportes de mola serão pois:

	Devido ao Deslocamento do Ponto A	*Devido à Dilatação do Tubo Vertical*	*Totais*
SM-1	+ 2,68″	+ 0,03″	+ 2,71″ (para cima)
SM-2	+ 1,53″	+ 0,02″	+ 1,55″ (para cima)
SM-3	+ 0,72″	− 0,22″	+ 0,50″ (para cima)

4. **Dados para encomenda dos suportes de molas** — Adotando-se uma certa margem de segurança para os movimentos, os dados de encomenda dos suportes de mola serão então:

— *SM*-1: Carga = 440 lb; Movimento = 3″ (para cima).
— *SM*-2: Carga = 1 260 lb; Movimento = 1¾″ (para cima).
— *SM*-3: Carga = 525 lb; Movimento = ¾″ (para cima).

8.10 Suportes de Molas de Carga Variável

Os suportes de molas de carga variável são definidos por um número que se chama "constante da mola". A constante da mola, medida em N/mm ou em lb/pol, é a relação de proporcionalidade (lei de Hooke) entre a deformação da mola e a carga suportada.

Consideremos, por exemplo, uma mola de arame de aço de ½″ϕ, enrolada em um diâmetro de 103 mm, e tendo um comprimento, quando livre, de 407 mm. Essa mola, quando totalmente comprimida, tem um comprimento de 221 mm (comprimento sólido), e para essa compressão é necessária uma força de 4 660 N. A constante da mola será então: 4 660 ÷ 221 = 21,1 N/mm. Esse valor é igual ao incremento de força necessário para comprimir a mola de um mm.

Supondo que a parcela do peso da tubulação suportada por essa mola seja 1 850 N, a compressão da mola a frio será: 1 850 ÷ 21,1 = 88 mm. O comprimento da mola a frio, quando montada, será portanto: 407 − 88 = 319 mm. Essa mola deverá então ser pré-comprimida, antes da montagem, até o comprimento de 319 mm. Esse comprimento deverá ser mantido por meio de calços que só serão removidos depois de o suporte de molas estar instalado na tubulação.

Suponhamos agora que devido ao aquecimento do sistema a tubulação em questão suba 15 mm. Essa subida vai aliviar a mola de uma força igual a: 15 × 21,1 = 316 N. Teremos assim para o esforço da mola a quente: 1 850 − 316 = 1 534 N, que será o valor do peso suportado pela mola na nova posição. Vemos que com a tubulação quente a mola não estará mais sustentando todo o peso do tubo; a diferença de 316 N estará sendo transmitida para os suportes vizinhos. No caso presente, essa diferença representa 17% do peso.

Como o peso e o movimento vertical do tubo são sempre conhecidos previamente, o que se faz na prática é pré-comprimir a mola, a frio, um pouco mais do que o necessário para dar metade do movimento vertical. No caso presente, a pré-compressão a frio seria, por exemplo, de 94 mm, que corresponderia a um esforço de 94 × 21,1 = 1 983 N. Desta forma, a mola a frio ficará suspendendo um pouco a linha, isto é, suportando uma carga maior do que o peso da tubulação e, portanto, aliviando os suportes vizinhos. Depois de aquecido o sistema, o esforço da mola passará a ser então: 1 983 − 316 = 1 667 N. A diferença 1 850 − 1 667 continuará a ser transmitida para os suportes vizinhos, porém essa diferença é agora apenas de 10% do peso.

Se o movimento da tubulação em conseqüência do aquecimento fosse para baixo, tendendo a comprimir a mola, a carga suportada a quente seria maior do que a carga a frio, permanecendo entretanto válido todo o raciocínio acima.

A escolha do suporte de molas de carga variável adequado a um determinado serviço é feita com o auxílio de tabelas dos fabricantes, que dão para cada tamanho e modelo de aparelho a constante da mola e a carga suportada para as diversas posições de deformação da mola. Conhecidos a carga suportada a quente (em serviço) e o movimento a ser absorvido pelo suporte, procuram-se nas tabelas dos fabricantes o tipo de mola e o tamanho de suporte adequado ao serviço. Determina-se o valor da carga a frio em função do valor do movimento vertical e da constante de mola do suporte selecionado. Obviamente, se o suporte foi adequadamente escolhido, ambas as cargas estarão dentro da faixa de trabalho do mesmo. Em geral, as faixas de trabalho dos suportes de mola estão fixadas de forma que a carga limite superior seja no máximo 170% da carga mínima, embora esses limites extremos sejam raramente usados na prática.

Quanto maior for o movimento vertical, maior será a diferença entre as cargas suportadas a quente e a frio; chega-se a um ponto em que não se pode mais admitir os suportes de carga variável, passando-se então a adotar os suportes de carga constante.

BIBLIOGRAFIA

1 — Livros e Outras Publicações

THE AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS (ASME). ASME Code for Pressure Piping, B 31.

THE AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS (ASME). ASME Boiler And Pressure Viessel Code — Section VIII, Div. 1 — Rules for Construction of Pressure Viessels.

AMERICAN PETROLEUM INSTITUTE. Standard 610. *Centrifugal pumps for petroleum, heavy duty chemical and gas industry services.*

————. Standard 611: *General purpose steam turbines for petroleum, chemical and gas industry services.*

————. Standard 617: *Centrifugal compressors for petroleum, chemical and gas industry services.*

————. Standard 618: *Reciprocating compressors for petroleum, chemical and gas industry services.*

AMERICAN WATER WORKS ASSOC. Standard H-1: *Computation of strength and thickness of cast iron pipes.*

————. Standard M-11: *Steel pipes. A guide for design and installation.*

AZEVEDO NETO & ALVAREZ. *Manual de hidráulica,* 6.ª ed., Editora Edgard Blücher Ltda., 1977.

CLARKE, N. W. B. *Buried pipelines.* Elsevier Publishing C.°, 1970.

CRANE C.°. Flow of fluids through valves, fittings and pipes. *Technical paper,* 410, 1969.

CROCKER, S., & KING, RENO C. *Piping handbook.* 5.ª ed., McGraw-Hill Book C.°, 1967.

GAGE, A. *Le calcul des tuyauteries à haute température.* Dunod, 1957.

GASCOYNE, J. *Analysis of pipe structures for flexibility.* John Wiley & Sons, 1959.

GOULD, R. R. & MOTTE, E. I. *Multi-anchor pipe stress analysis* 1960. General Problem Library, IBM, 1964.

GRINNELL C.° INC. *Calculations for hanger loads and thermal movements.*

GRINNELL C.° INC. *Piping design & Engineering.*

HOLMES, E. *Handbook of industrial pipework engineering.* McGraw-Hill Book C.° (UK) Ltd., 1973.

KERN, ROBERT. *Piping design.* Revista *Chemical Engineering,* mai./nov. 1975.

LITTLETON, C. T. *Industrial piping.* 2.ª ed., McGraw-Hill Book C.°, 1962.

OLIVE, T. R. *Process piping.* Revista *Chemical Engineering,* dez./1953.

RASE H. *Piping design for process plant.* John Wiley & Sons, 1963.

RASE, H. & BARROW, M. *Project Engineering of process plant.* John Wiley & Sons, 1961.

SILVA, REMI B. *Tubulações.* Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, 1975, 2 v.

SILVA TELLES, P. C. *Tubulações Industriais — Materiais, Projeto, Montagem.* 10.ª ed. Livros Técnicos e Científicos Editora S.A. 2001.

SILVA TELLES, P. C. & PAULA BARROS, DARCY G. *Tabelas e gráficos para projetos de tubulações.* 6.ª ed., Editora Interciência Ltda, 1998.

SILVESTRE, PASCHOAL. *Hidráulica geral.* Livros Técnicos e Científicos, 1979.

SOLAR. *Expansion joint technical manual.*

SPIELVOGEL, S. W. *Piping stress calculations simplified.* McGraw-Hill Book C.°.

THE M. W. KELLOGG C.°. *Design of piping systems.* 2.ª ed., John Wiley & Sons, 1961.

TUBE-TURNS INC. *Piping engineering* (1947-1961).

WEAVER, R. *Process piping design.* Gulf Publishing C.°, 1973.

WERT, E. A. & SMITH, S. *Design of piping for flexibility with flex-anal charts.* Blaw, Knox C.°, 1940.

ÍNDICE ALFABÉTICO

A

Acidentes de tubulação (perda de carga em), 9
Água,
  cálculo do diâmetro de tubos para água, 7
ASME B31 (ASME Code for Pressure Piping) (anteriormente denominado ASA B. 31, USAS B 31, ANSI B 31, ANSI/ASME B 31 e agora ASME B 31),
  cálculo das reações de dilatação, 75
  cálculo das tensões internas nos tubos, 71
  cálculos de flexibilidade, 69, 71
  critério de dispensa de cálculo de flexibilidade, 65, 66
  critérios de cálculo, 35
  espessura de parede para pressão interna, 43-45
  pressão e temperatura de projeto, 37, 38
  seções da norma, 35
  tensões admissíveis, 34, 35
API (*American Petroleum Institute*),
  normas API-610, 611 e 617, 79
Ar, ar comprimido,
  cálculo diâmetro de tubos para ar, 24
Atrito sobre suportes (cálculo de), 143-145

B

Babcok (fórmula de), 23, 24
Barlow (fórmula de), 42
Bernoulli (teorema de), 5

C

Cálculos,
  atrito sobre suportes, 143, 145
  critério da norma ASME B 31, 35
  curvas em gomos, 48
  de tubulações industriais, 1
  diâmetro dos tubos (V. *Perdas de carga* e *Velocidades*)
  esforços devidos às juntas de expansão, 148-149
  esforços mecânicos sobre os tubos, 25-27
  espessura de parede (pressão externa), 46
  espessuras de parede (pressão interna), 41-43, 45
  flecha no vão entre suportes, 51
  flexibilidade das tubulações (V. este título)
  movimento das juntas de expansão, 150, 151
  movimentos dos suportes de molas, 153, 158
  movimento vertical limite para emprego de suportes de molas, 54, 55
  pesos sobre os suportes, 142, 143, 145
  pesos sobre os suportes de molas, 153, 158
  reforços em derivações, 47
  tubulação considerada como elemento estrutural, 25
  vão entre suportes, 49, 51, 53
Castigliano (teorema de), 105, 107
Clavarino (Fórmula de), 42
Coeficientes de segurança, 32
"Cold-spring" (V. *Pretensionamento*)
Componentes de tubulação (cálculo de), 47
Comprimento equivalente, 9
Curvas em gomos,
  cálculo pela ASME B 31, 48

D

Darcy (fórmula de), 6
Diâmetro dos tubos,
  cálculo do diâmetro (V. também *Perdas de carga* e *Velocidades*), 11, 12-14
  cálculo do diâmetro para tubulações parcialmente cheias, 21
  cálculo em função das perdas de carga, 14, 17, 19
  cálculo em função da velocidade, 12
  critérios gerais para o dimensionamento, 3
Dilatações térmicas (V. *Flexibilidade*),
  esforços sobre, os pontos de fixação, 75, 78
  meios de controlar as dilatações, 59
  pretensionamento, 64
  tensões internas nos tubos, 57
"Displacement stress" (V. *Tensões secundárias*)
"Displacement stress-range", 28
Drenagem (V. *Esgotos e drenagem*)

E

Eixo neutro, 59
Equipamentos ligados à tubulação,
  esforços sobre os bocais de equipamentos, 78
Escoamento,
  de fluidos em geral, 4
  de gases, 22
  de líquidos, 5
  laminar, 5
  turbilhonar, 5
Esforços,
  ação simultânea dos esforços sobre os tubos, 26, 27
  critério da norma ASME B 31, 34, 35
  esforços sobre os bocais de equipamentos, 57, 75, 78
  sobre os tubos, 25, 27
Esgotos e drenagem,
  cálculo do diâmetro de tubos para esgotos, 21
Especificações de material de tubulação, 42
Espessura de parede dos tubos,
  cálculo da espessura para pressão externa, 46
  cálculo da espessura para pressão interna, 41, 43, 45
  cálculo de espessura para tubos enterrados, 46

F

Fanning (fórmula de), 6
Flecha entre suportes (cálculo da), 51
Flexibilidade das tubulações (V. *Dilatações térmicas*)
  cálculos de flexibilidade, 65, 67, 69
    eixo neutro, 59
    fator de flexibilidade, 73
    fator de intensificação de tensões, 72
    meios de melhorar a flexibilidade, 67
    método analítico geral (V. este título)
    método da viga em balanço guiada (V. este título)
    norma ASME B 31, 34, 35, 66, 70, 71, 75
    pretensionamento, 64
  casos de dispensa de cálculo, 65
  casos particulares de traçado, 76
  definição, 59
  esforços sobre bocais, 78
  influência do traçado, 62
  processos de cálculo, 69
  relaxamento espontâneo, 28

G

Gases,
  cálculo do diâmetro dos tubos para, 22, 23

J

Juntas de expansão,
  cálculo dos movimentos, 150, 151
  esforços sobre as ancoragens, 148, 149

K

Kellogg (M. W.)
  "Design of Pipping Systems"
  esforços sobre bocais de equipamentos, 79

L

Lamé (fórmula de), 42

M

Manning (fórmula de), 22

Método analítico geral para cálculo de flexibilidade
apresentação do método, 104
caso de tubulações espaciais, 126
caso de tubulações ramificadas, 118
coeficientes de forma, 111, 112
dedução para tubulações planas, 107
restrições intermediárias, 122
teorema de Castigliano, 105
Moody (ábaco de), 6, 7

N

Normas de projeto, 31

O

Óleos,
cálculo do diâmetro de tubos para óleos, 9

P

Perdas de carga, 3
ábaco de Moody, 6, 7
cálculo do diâmetro para gases, 22-23
cálculo do diâmetro para líquidos, 6
cálculo do diâmetro para vapor, 23
coeficiente de atrito, 6
comprimento equivalente, 9
dimensionamento do diâmetro em função das perdas, 14, 17, 19
erros nos cálculos de perdas de cargas, 10
escoamento de fluidos em geral, 4
escoamento de gases, 22
escoamento de líquidos, 4
esgoto e drenagem, 21
fórmula de Darcy, Fanning, 6
fórmula de Poiseuille, 6
grau de rugosidade, 6
influência da idade dos tubos, 11
natureza das perdas de carga, 4
nos acidentes, 9
número de Reynolds, 5
para água, 7
para gás, 22
para líquidos, 6, 7
para óleos, 7
resistências externas e internas, 4
sistemas com ramificações, 9
teorema de Bernoulli, 5
tubulações parcialmente cheias, 21
Pesos sobre suportes (cálculo dos), 142, 145
Poiseuille (fórmula de), 6
Poisson (módulo de), 42, 47
Pressão,
cálculo pela norma ASME B 31, 35
condições transitórias, 39
de choque, 37
de projeto, 37
externa (cálculo da espessura necessária), 46
interna (cálculo da espessura necessária), 41, 43, 45
Pré-tensionamento, 64

R

Reforços em derivações (cálculo de), 47
Relaxamento espontâneo, 29
Reynolds (número de), 5
Rugosidade (grau de), 6

S

"Self-springing" (V. *Relaxamento espontâneo*)
Suporte de molas,
cálculo de pesos e movimentos, 153, 158
cálculo do movimento vertical, limite para emprego de, 54, 55
Suportes de carga variável, 158
Suportes de tubulação,
cálculo do atrito, 143, 145
cálculo da flecha no vão, 51
cálculo do vão entre suportes, 49, 51
cálculo dos movimentos nos suportes de molas, 153, 158
cálculo dos pesos nos suportes de molas, 153, 158
cálculo dos pesos suportados, 142

T

Temperatura,
condições transitórias, 39
de projeto (esforços de dilatação), 38
de projeto (esforços em geral), 38
Tensões,
admissíveis da norma ASME B 31, 34
admissíveis para esforços de dilatação, 35
admissíveis para esforços em geral, 34
coeficientes de segurança, 32
"de deslocamento", 28
em condições transitórias, 34
fatores de influência, 32
nas paredes dos tubos, 27
primárias e secundárias, 28
relaxamento espontâneo, 29
"Tube-Turns Inc.",
"Pipping Engineering", 62
Tubulação,
considerada como um elemento estrutural, 25
subterrânea,
espessura de parede, 46

V

Vão entre suportes (cálculo do), 49, 51, 53
Vapor,
cálculo do diâmetro de tubos para, 23
Velocidades,
cálculo do diâmetro em função das, 12
para gases, 22
para líquidos, 12
econômicas para líquidos, 12
Viga em balanço guiada (método da), 81
caso geral: cálculo das reações, 99
caso geral: cálculo das tensões, 90, 94
casos de aplicação, 81
coeficiente de correção das tensões, 97
configuração em "L", 82
configuração em "U", 86-88
configuração em "Z", 89
hipóteses básicas do método, 81

W

Weymouth (fórmula de), 24
Williams-Hazen (fórmula de), 8